

**Министерство сельского хозяйства и продовольствия Республики
Беларусь**

**Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный
технический университет»**

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра механики материалов и деталей машин

СОГЛАСОВАНО

Заведующий кафедрой

Осипук В.Н. Основин

«20» 12 2019 г.

СОГЛАСОВАНО

Декан ФТС

А.В. Миранович

«26» 12 2019 г.

**ЭЛЕКТРОННОЕ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
«ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ»**

для специальностей:

1-74 06 06 Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса;

1-74 06 07 Управление охраной труда в сельском хозяйстве;

направления специальности:

1-54 01 01-06 Метрология, стандартизация и сертификация (аграрно-промышленный комплекс)

Составители: Основин Виктор Николаевич, заведующий кафедрой, кандидат технических наук, доцент; Жаркова Лилия Сергеевна, Клавсутъ Петр Владимирович, Сокол Ольга Васильевна, Сергеев Кирилл Леонидович

Рассмотрено и утверждено

на заседании Научно-методического

совета БГАТУ 21 января 2020 г.

протокол № 6

УДК 621.81.001.63(075.8)

ББК 39.9я7

П45

Составители:

кандидат технических наук, доцент *В. Н. Основин*,
старший преподаватель *Л. С. Жаркова*,
старший преподаватель *П. В. Клавсуть*,
старший преподаватель *О. В. Сокол*
старший преподаватель *К. Л. Сергеев*

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой «Материаловедение и проектирование технических систем» УО «Белорусский государственный технологический университет» *Д.В. Куис* ;
кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник лаборатории обработки почвы и посева РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» *Н.Д. Лепешкин*

Прикладная механика : методические рекомендации для
выполнения курсового проекта / сост. : В.Н.Основин [и др.]. —
П45 Минск : БГАТУ, 2020_____. с.
ISBN 978-985-519-487-4.

В учебно- методическом пособии сформулированы цель, задачи и тематика курсового проектирования. Определены структура и содержание проекта. Приводятся требования по оформлению текстового материала расчетно-пояснительной записки, чертежей сборочных единиц и чертежей деталей. Предложен список рекомендуемой литературы и даны необходимые для проектирования справочные материалы.

Методическое пособие содержит методики расчета основных видов передач и других элементов привода и методики и рекомендации по разработке их конструкции. Все вопросы рассматриваются на примере разработки типового привода сельскохозяйственного назначения.

Предназначено для студентов направлений подготовки специалистов специальностей 1-74 06 06 Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса , 1-74 06 07 Управление охраной труда в сельском хозяйстве и 1-54 01 01-06 Метрология, стандартизация и сертификация (аграрно-промышленный комплекс).

УДК 621.81.001.63(075.8)

ББК 39.9я7

ISBN 978-985-519-487-4

© БГАТУ, 2020

Содержание

Введение.....	5
1 Цель, задачи и тематика курсового проектирования	6
2 Структура и содержание курсового проекта.....	8
2.1 Содержание и объем курсового проекта.....	8
2.2 Требования к оформлению курсового проекта	9
2.2. 1 Структура пояснительной записки и оформление ее разделов.....	9
2.2.2 Оформление листов пояснительной записки.....	13
2.2.3 Оформление листов спецификаций.....	18
2.2.4 Оформление графической части курсового проекта.....	20
2.2.5 Обозначение конструкторской документации.....	26
3 Методические рекомендации по выполнению курсового проекта.....	28
3.1 Общие принципы проектирования и их реализация при курсовом проектировании.....	28
4 Организация курсового проектирования.....	32
Рекомендуемая литература для выполнения проекта.....	33
Приложение А – Пример задания на курсовые проекты.....	35
Приложение Б – Пример курсового проекта по прикладной механике.....	37
Приложение В – Типовые конструкции приводов и редукторов	149
Приложение Г – Основные нормы взаимозаменяемости при назначении номинальных размеров.....	155
Приложение Д – Кинематический и энергетический расчеты привода. Справочные материалы.....	156
Приложение Е – Расчет цепной передачи. Рекомендации и справочные материалы.....	163

Приложение Ж – Цилиндрические и конические зубчатые передачи. Справочные данные для определения допускаемых напряжений.....	166
Приложение З – Расчет закрытой цилиндрической передачи. Справочные данные.....	171
Приложение И – Компенсирующие муфты.....	176
Приложение К – Конструирование валов. Справочные данные.....	179
Приложение Л – Уплотнения подшипниковых узлов.....	191
Приложение М – Подшипники качения и опоры.....	195
Приложение Н – Корпуса подшипников.....	205
Приложение О – Конструирование зубчатых колес.....	221
Приложение П – Конструирование звездочек цепных передач.....	223
Приложение Р – Конструирование крышек подшипников.....	225
Приложение С – Конструирование корпуса редуктора.....	227
Приложение Т – Проверочный расчет валов.....	238
Приложение У – Проектирование рамы привода.....	242
Приложение Ф – Смазка редуктора.....	247
Приложение Х – Пример проектирования ременной передачи.....	249

Введение

Основной целью курсового проектирования по дисциплине “Прикладная механика” является приобретение инженерных навыков по расчету и конструированию типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин на основе ранее полученных теоретических знаний по общеинженерным дисциплинам и разделам дисциплины « Прикладная механика » для специальностей 1-74 06 06 Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса , 1-74 06 07 Управление охраной труда в сельском хозяйстве и 1-540101 Метрология, стандартизация и сертификация.

В качестве объектов курсового проектирования предлагаются приводы различных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения, использующие одноступенчатый редуктор, открытую передачу и большинство деталей и узлов общего назначения.

В ходе курсового проектирования производятся проектные, проверочные расчеты и рассматривается проектирование компонентов механического привода с учетом назначения привода и предъявляемых к нему требований.

В предлагаемом пособии даны основные требования к оформлению записки и графической части курсового проекта, рассмотрены основные этапы разработки курсового проекта на примере проектирования привода в составе открытой цепной передачи и одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами .

Даны необходимые справочные материалы и методические указания ,необходимые для курсового проектирования .

1 Цель, задачи и тематика курсового проектирования

От каждого инженера требуется не только знать устройство машин и правила эксплуатации их, но и уметь рассчитать узлы, детали и разработать конструкции этих машин.

Конструктор является творцом новой техники, и от уровня его творческой работы зависят темпы научно-технического прогресса. Успех при создании новой техники определяется тем, что заложено на чертеже конструктора.

В этой связи следует отметить особую роль курсового проектирования по курсу " Прикладная механика " в приобщении студентов к деятельности инженеров и исследователей, в понимании значения общетеоретических и общетехнических дисциплин.

Основной целью курсового проектирования является формирование у будущих специалистов профессиональных знаний, умений и практических навыков для профессиональной деятельности по проектированию и эксплуатации техники в АПК.

В ходе курсового проектирования ставится задача приобретения студентами инженерных навыков по расчету и рациональному конструированию типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин на основе ранее полученных теоретических знаний по общетехническим дисциплинам и разделам дисциплины «Прикладная механика ».

В качестве объектов курсового проектирования предлагаются приводы различных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения (например, ленточных транспортеров, цепных конвейеров и др.), использующие одноступенчатый редуктор, открытую передачу и большинство деталей и узлов общего назначения. В ходе курсового проектирования предлагается спроектировать приводную станцию к машине сельскохозяйственного назначения с учетом условий ее использования.

Тематика курсового проектирования:

- спроектировать приводную станцию к кормораздатчику , предназначенному для раздачи кормов. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-Г;
- спроектировать приводную станцию к скреперному штанговому транспортеру, предназначенному для удаления навоза из свинарника. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-Г;
- спроектировать приводную станцию к горизонтальному винтовому транспортеру (шнеку), предназначенному для перемещения зерна, сенной муки. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-Г;
- спроектировать приводную станцию к скиповому подъемнику, предназначенному для подъема с/х грузов. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-5;
- спроектировать приводную станцию к горизонтальному ленточному транспортеру для перемещения навалочных с/х материалов. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-Г;
- спроектировать приводную станцию к роликовому конвейеру, предназначенному для перемещения ящиков с фруктами. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-Г;
- спроектировать приводную станцию к горизонтальному шнековому смесителю-дробильщику зерновых компонентов. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-Г;
- спроектировать приводную станцию к вертикальному ковшовому элеватору, предназначенному для перемещения с/х грузов. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-5;
- спроектировать приводную станцию к передвижному вибратору для снятия фруктов путем встряхивания плодовых культур на карликовых подвоях. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-5;

- спроектировать приводную станцию к люлечному элеватору, предназначенному для поднятия с/х грузов. Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-Г.

Примеры заданий на проектирование привода представлены в приложении А.

2 Структура и содержание курсового проекта

2.1 Содержание и объем курсового проекта

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и графической части.

Расчетно-пояснительная записка включает титульный лист, задание на проектирование, ведомость проекта, реферат, оглавление, введение, кинематический и энергетический расчеты приводной станции, расчет открытых передач (ременной, цепной или зубчатой), расчет зубчатых передач, расчет элементов корпуса редуктора, разработкой эскизной компоновки редуктора в масштабе М 1:1, уточненный расчет валов, подбор и расчет подшипников, выбор смазки редуктора, выбор муфт и их проверочный расчет, расчет шпоночных и шлицевых соединений, обоснование выбранных показателей шероховатости поверхностей, посадок для соединений, показателей точности изготовления деталей, описание процесса сборки, разборки и регулировки редуктора, список использованной литературы.

Расчетно-пояснительная записка в объеме 35...40 листов со спецификациями оформляется по требованиям ГОСТ для текстовых документов.

Объем графической части курсового проекта – 1 лист формата А1 общего вида приводной станции и сборочного чертежа редуктора в двух проекциях в масштабе М1:1 ; чертежи 2-х сопряженных деталей в требуемом масштабе; спецификации на сборочные чертежи.

2.2 Требования к оформлению курсового проекта

2.2. 1 Структура пояснительной записки и оформление ее разделов

Курсовой проект, выполняемый студентом, представляет собой совокупность конструкторских документов: текстовых и графических. К текстовым документам относится пояснительная записка проекта (ПЗ).

Правила и порядок разработки, оформления и обращения конструкторских документов установлены комплексом стандартов единой системы конструкторской документации(ЕСКД). Перечень и оформление конструкторских документов в курсовом проектировании полностью соответствует требованиям ЕСКД и адаптирован к требованиям учебного процесса. Общие требования к организации проектирования и правила оформления курсовых проектов в БГАТУ представлены в учебно-методическом пособии [1].

Пояснительная записка состоит из следующих элементов (приведены в порядке их расположения в записке): титульного листа; задания на проектирование; ведомости комплекта проектной документации ;реферата: содержания; текста основной части расчетно- пояснительной записки с иллюстративными материалами и таблицами; списка использованных источников и приложения к проекту.

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки. Выполняется чертежным шрифтом вручную или машинописным способом на компьютере . Рамка, основная надпись и номер страницы на титульном листе записки не проставляются.

Задание на проектирование оформляется на бланках установленной формы и выдается студенту в начале проектирования. В задании указаны номер задания, название и схема приводимой машины, вариант данных, кинематическая схема приводной станции, содержание пояснительной записки, перечень графических материалов, календарный график работы

над проектом. Задание оформляет руководитель курсового проекта. В конце задания должны быть проставлены подписи студента, принявшего задание, и руководителя с указанием даты подписания.

Ведомость курсового проекта (перечень разработанной документации проекта) составляют по форме 8 ГОСТ 2.106–96 (рисунок 2.1).

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
6	6	8	70	63	10	22
Форма ведомости проекта						
Основная надпись по ГОСТ 2.104-2006						
Копировал Формат А4						

Рисунок 2.1 – Заглавный лист (форма 8) ведомости проекта

В ведомости курсового проекта записываются все конструкторские документы, разработанные при проектировании. В графе «Формат» указывают формат листа, на котором выполнен указанный документ. В графе «Обозначение» указывают шифр (обозначение) документа. В графе «Наименование» указывают наименование документа в соответствии с его основной надписью. В графе «Кол. листов» указывают количество листов, на которых выполнен данный документ. Основная надпись заглавного

листа ведомости должна соответствовать ГОСТ 2.104–2006 (рисунки 3.4 и 3.5). Заполненную ведомость располагают в пояснительной записке после задания на проектирование (перед рефератом). При этом номер страницы ведомости проекта в сквозной нумерации страниц ПЗ не проставляется, но учитывается при определении порядкового номера листа записки.

Реферат — краткая характеристика выполненного курсового проекта. Реферат составляется в соответствии с ГОСТ 7.90–2007 «Реферат и аннотация». Пишется на стандартном листе формата А4. Лист оформляется рамкой без основной надписи. Номер листа на реферате не проставляется. Заголовок «Реферат» пишется на отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы.

Реферат начинается с указания объема проекта, количества рисунков и таблиц, количества использованных литературных источников.

Затем располагают ключевые слова и основное содержание материала, которое должно отражать цель проекта, методы разработки, полученные результаты, возможность внедрения, основные показатели.

Объем реферата не должен превышать одну страницу.

Содержание пояснительной записки предназначено для облегчения поиска необходимых материалов в записке. Оно располагается за рефератом с новой страницы и, при необходимости, продолжается на последующих листах с включением всего перечня заголовков разделов и подразделов записки.

Содержание начинает текстовую часть записки. Первый лист содержания должен иметь на поле рамки основную надпись по форме для первого листа текстовых материалов (ГОСТ 2.104–2006). Последующие листы содержания и текста записки оформляются основной надписью по форме для последующих листов текстовых материалов. С содержания начинают проставлять номера страниц записки, считая за первую страницу титульный лист.

Назначение **введения** — оценка современного состояния решаемой инженерной задачи и обоснование необходимости выполнения расчетов.

Слово «Введение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы .

Текст *основной части* пояснительной записки при необходимости разделяют на разделы и подразделы. Номенклатура разделов и подразделов и последовательность изложения их определяется заданием на курсовое проектирование.

Каждый раздел основной части необходимо начинать с нового листа.

Разделам присваивают порядковые номера ,которые обозначают арабскими цифрами без точки и записывают с абзацного отступа полужирным шрифтом строчными буквами с первой прописной буквой.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела.Номер подраздела состоит из номера раздела и номера подраздела,разделенных точкой. В конце подраздела точка не ставится .Название подраздела пишется с абзацного отступа полужирным шрифтом строчными буквами с первой прописной буквой .

Заключение является обязательным разделом пояснительной записки и должно содержать оценку результатов проведенной работы.

В заключении оценивается степень выполнение поставленных при курсовом проектировании целей и задач,которые были сформулированы ранее во введении.

Приводятся основные результаты проектирования, ход которого рассмотрен в основной части записки и представлен в графической части.

Дается оценка степени соответствия принятых технических решений современному уровню техники в области сельского хозяйства и указывается на возможность применения спроектированного привода в АПК.

Раздел “Заключение” необходимо начинать с нового листа. Слово «Заключение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы полужирным шрифтом .Нумеровать этот раздел не требуется.Объем раздела не должен превышать одного листа.

При использовании в курсовом проекте данных из литературных

источников обязательны библиографические ссылки на источники информации. После упоминания литературного источника или приведения цитаты в квадратных скобках проставляют номер, под которым это произведение будет значиться в списке использованных источников, а при цитировании — также номер страницы, с которой взята цитата (например, [17] или [19, с.67]). Нумерация источников в тексте записки должна быть сквозной и следовать в порядке их упоминания в тексте.

В разделе **“Список использованных источников”** библиографические записи оформляются согласно ГОСТ 7.1–2003 в порядке их упоминания в тексте основной части. Сведения о книгах в списке литературы должны включать: фамилию и инициалы автора, наименование книги, место издания (город), издательство, год издания, количество страниц. При ссылке на электронный ресурс удаленного доступа ссылка строиться в следующей последовательности: фамилию и инициалы автора(при наличии), наименование источника ,общее обозначение информационного ресурса (например ,”Электронный ресурс”).Затем указываем URL (адрес страницы в Интернете) и в скобках – дату обращения. Вместо URL можно написать

“Режим доступа”. Раздел **“Список использованных источников”** необходимо начинать с нового листа. Название раздела пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы полужирным шрифтом .Нумеровать этот раздел не требуется

Пример пояснительной записки представлен в приложении Б.

2.2.2 Оформление листов пояснительной записки

Пояснительная записка представляет собой текстовый конструкторский документ и выполняется согласно требований ЕСКД по ГОСТ 2.106-96 на отдельных листах бумаги А4 с рамкой слева 20 мм и, а с остальных трех сторон – по 5 мм (рисунки 2.2 и 2.3).

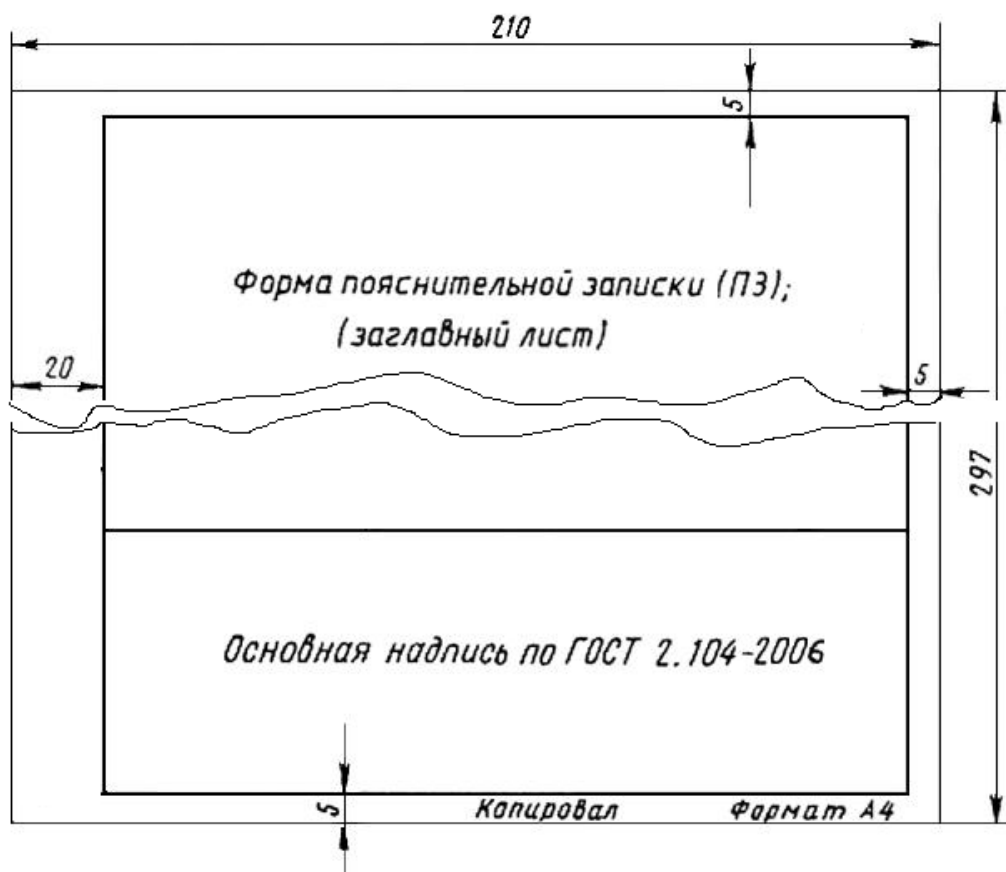


Рисунок 2.2 – Заглавный лист (форма 9) пояснительной записки

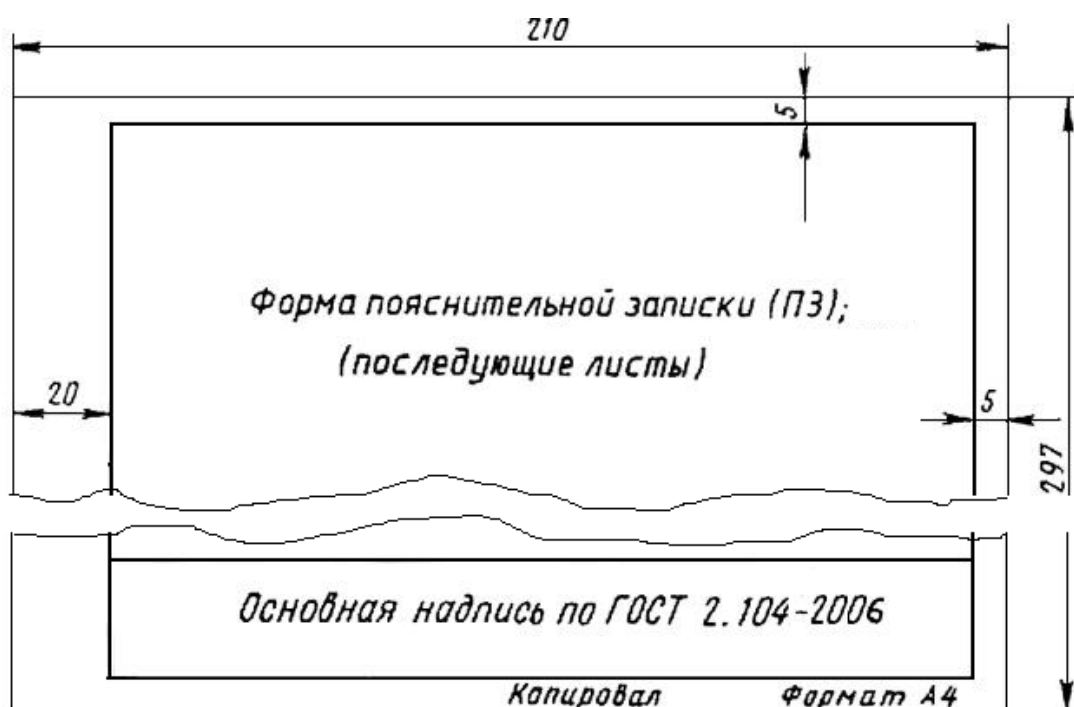


Рисунок 2.3 – Последующий лист (форма 9а) пояснительной записки

На первом листе текстовой части записки (начало раздела “Содержание”) основную надпись по форме 2 ГОСТ 2.104-68 (рисунок 2.4), на последующих листах – по форме того же стандарта (рисунок 2.5).

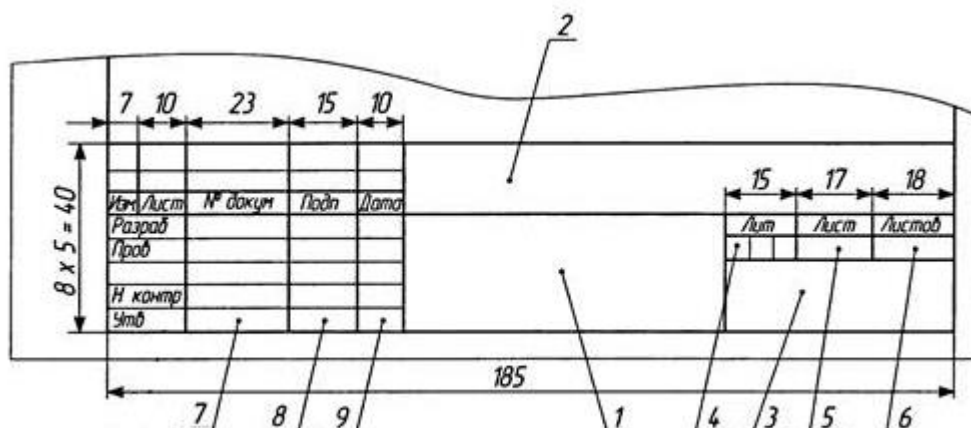


Рисунок 2.4 – Основная надпись (форма 2) на первом листе текстовых документов и спецификации

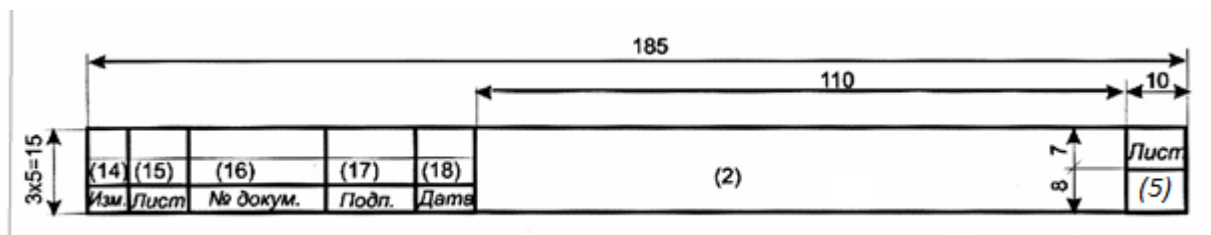


Рисунок 2.5 – Основная надпись (форма 2а) на последующих листах текстовых , графических документов и спецификаций

В графах основной надписи текстовых документов указывают :

- в графе 1 -название документа (пояснительная записка);
- в графе 2-обозначение документа (шифр записки);
- в графе 3- сокращенное название вуза (БГАТУ) и номер учебной группы;
- в графе 4- литеру документа(в учебных проектах –У);
- в графе 5 – порядковый номер листа записки (отсчет начинается с

учетом титульного листа);

в графе 6- общее количество листов записки;

в графах 7,8,9 – фамилии, подписи и даты подписания проекта разработчиком проекта и проверяющим проект;

Текст записки набирается в текстовом редакторе Word шрифтом Times New Roman размером 14 pt (пунктов) с полуторным интервалом, выравнивание по ширине, абзацный отступ – 12,5 мм. Формулы набираются в редакторе формул Microsoft Equation или MathType.

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами или общепринятыми в учебной литературе. Обозначения и единицы измерения физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417–2002 и Международной системе единиц (СИ). Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Пример. Окружную скорость V , м/с, вычисляют по формуле

$$V = \frac{w_1 d_1}{2 \cdot 1000}, \quad (2.1)$$

где w_1 — угловая скорость шестерни, рад/с;

d_1 — делительный диаметр шестерни, мм;

1000 — числовой коэффициент для выражения диаметра шестерни (м).

Формулы должны нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках.

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, которые разделены точкой.

Согласно ГОСТ 2.105–95 таблицы применяют для лучшей наглядности и

удобства сравнения показателей. Название таблицы (при его наличии) должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Название следует помещать над таблицей.

При переносе части таблицы на ту же или другие страницы название помещают только над первой частью таблицы.

Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблиц в соответствии с рисунком 2.6.

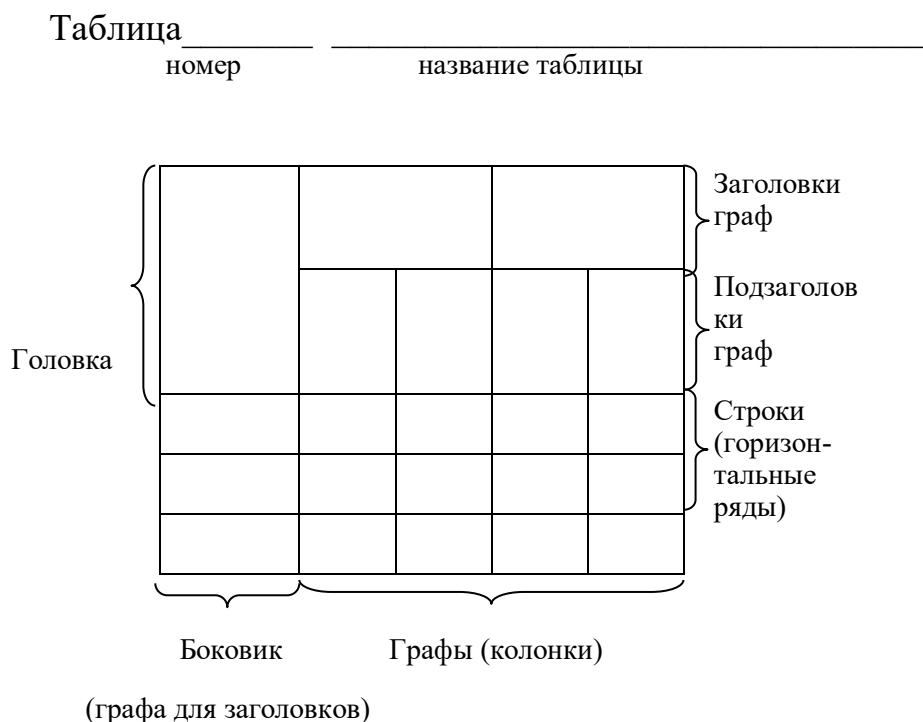


Рисунок 2.6 - Построение таблицы

Таблицы, за исключением таблиц приложений к проекту, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой. Например, «Рисунок 1.1».

Оформление иллюстраций производится согласно ГОСТ 2.105–95. Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Иллюстрации располагаются по тексту документа (возможно ближе к соответствующим частям текста). При вычерчивании

кинематических схем следует применять условные обозначения согласно ГОСТ 2770-68.

2.2.3 Оформление листов спецификаций

Спецификация — текстовой документ с перечислением состава сборочной единицы. Спецификацию составляют на каждую сборочную единицу. Применительно к приводу спецификации разрабатываются на приводную станцию и на редуктор.

Выполняют на отдельных листах формата А4 по ГОСТ 2.106–96 . При большом числе составных частей изделия спецификацию располагают на нескольких листах(заглавном и последующим) , в нижней части каждого из которых должна быть основная надпись. Первый лист содержит основную надпись, выполненную по форме 2 (рисунок 2.4), последующие — по форме 2а (рисунок 2.5).

Спецификация содержит семь граф, представленных на рисунке 2.7.

Содержание основных граф:

«Поз.» — порядковый номер составной части изделия;

«Обозначение» — шифр чертежа составной части изделия (в разделе «Стандартные изделия» графу не заполняют);

«Наименование» — наименование изделия (для стандартных изделий указывают наименование и условное обозначение по стандарту, например, «Болт М12×40 ГОСТ 7798–70»);

«Кол.» — количество составных частей на специфицируемое изделие;

Вносимые в спецификацию сведения о документации, сборочных единицах и деталях оформляют в виде разделов с заголовками.

Заголовки пишут в графе «Наименование», оставляя по одной свободной строчке сверху и снизу.

Содержание разделов и последовательность записей внутри каждого из них представлены ниже.

The drawing shows a technical specification sheet layout with dimensions and a table structure. The overall width is 210 and the height is 297. The top section contains a table with columns: *Формат*, *Зона*, *Поз.*, *Обозначение*, *Наименование*, *Кол.*, and *Примечание*. The table has 6 rows. The first row is a header. The second row contains the values 6, 6, 8, 70, 63, 10, and 22. The third row contains the values 6, 6, 8, 70, 63, 10, and 22. The fourth row contains the values 6, 6, 8, 70, 63, 10, and 22. The fifth row contains the values 6, 6, 8, 70, 63, 10, and 22. The sixth row contains the values 6, 6, 8, 70, 63, 10, and 22. The bottom section contains a large rectangular area labeled *Основная надпись по ГОСТ 2.104-2006*. The text *Копировал* and *Формат А4* is located at the bottom right. The dimensions 20, 15, 5, 8 min, 20, 6, 6, 8, 70, 63, 10, 22, 5, 210, and 297 are indicated with arrows.

Рисунок 2.7 – Заглавный лист и последующие листы спецификаций

Документация. В разделе записывают основной комплект конструкторских документов специфицируемого изделия, например: чертеж общего вида или сборочный чертеж.

Сборочные единицы. В раздел включают сборочные единицы, входящие в специфицируемое изделие, например: редуктор в сборе в составе приводной станции.

Детали. В разделе записывают детали, входящие непосредственно в специфицируемое изделие, на которые выполнены чертежи.

Внутри разделов «Сборочные единицы» и «Детали» записи производят в порядке возрастания позиций.

Стандартные изделия. В раздел вносят изделия, применяемые по следующим категориям стандартов: межгосударственным, республиканским и стандартам предприятий. Применительно к приводу относят покупные стандартные изделия – электродвигатель, клиновые

ремни в составе ременной передачи или цепь в составе цепной передачи, крепежные изделия.

В пределах каждой категории стандартов запись производят по группам изделий, объединенных по функциональному назначению, например, крепежные изделия, подшипники, и т. п. В пределах каждой группы — в алфавитном порядке наименования изделий, например: болт, винт, гайка, шпилька и т. п.; в пределах каждого наименования — в порядке возрастания обозначений стандартов.

Пример спецификаций для привода представлены в приложении Б.

2.2.4 Оформление графической части курсового проекта

Графическую часть (чертежи) выполняют на чертежной бумаге с соблюдением требований стандартов ЕСКД. Общие правила оформления графической части курсовых проектов в БГАТУ представлены в учебно-методическом пособии [1].

Каждый чертеж оформляют на листах стандартного формата (таблица 2.1).

Таблица 2.1 - Обозначения и размеры чертежных листов по ГОСТ 2.301–68

Обозначение формата	Минимальные размеры чертежных листов, мм	Размеры сторон форматов, мм
A0	857×1205	841×1189
A1	610×857	594×841
A2	436×610	420×594
A3	313×436	297×420
A4	226×313	210×297

Формат листа определяется размерами внешней рамки. Рамку поля чертежа проходит на расстоянии 20 мм от левой кромки стандартного листа и на расстоянии 5 мм от всех других кромок (рисунок 4.8).

Каждый чертеж должен иметь основную надпись по обрамляющей линии в

правом нижнем углу поля чертежа для формата А4 по короткой стороне, а для остальных форматов — по длинной стороне. В обоснованных случаях для форматов не более А1 допускается вертикальное расположение чертежа с основной надписью по короткой стороне (рисунок 4.4).

Если все необходимые изображения не размещаются на одном листе, то допускается выполнять чертеж на двух листах.

Главный вид изделия вычерчивается на первом листе с основной надписью по форме 1 ГОСТ 2.104- 2006 (рисунок 4 .9), а на всех последующих листах — по форме 2а для текстовых и графических документов (рисунок 2.5).

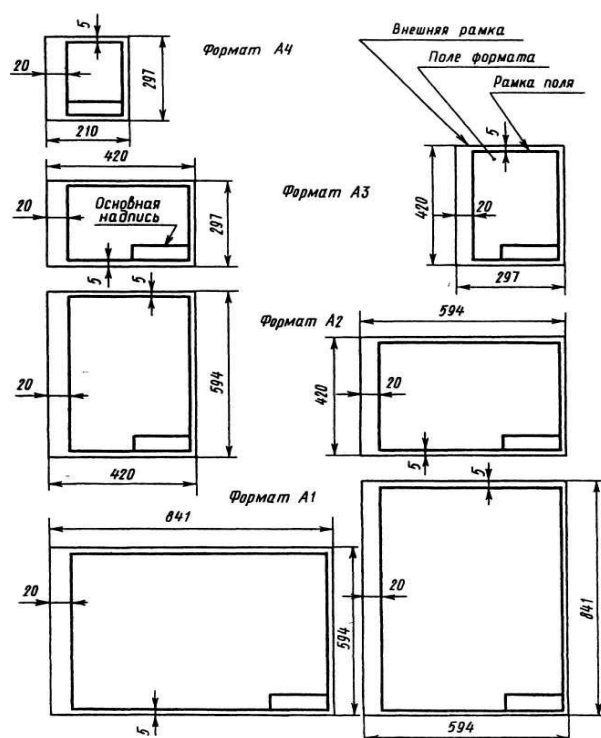


Рисунок. 2.8 - Форматы листов конструкторской документации

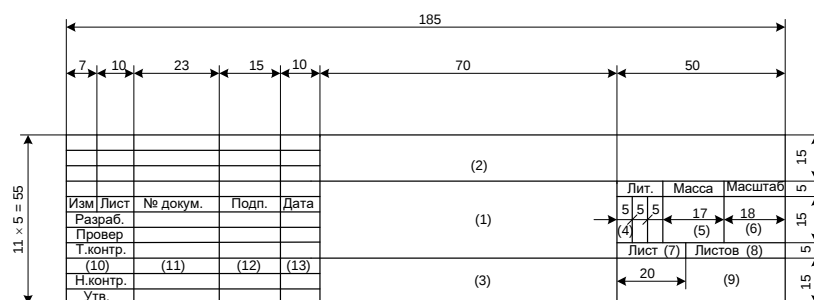


Рисунок 2.9 – Основная надпись (форма 2) на первом листе графических документов

В графах основной надписи (на рисунке указаны номера граф в скобках) приводят по ГОСТ 2.104–2006:

- 1 — наименование документа (например, ”Чертеж общего вида”);
- 2 — обозначение документа (шифр);
- 3 — обозначение материала по соответствующему стандарту;
- 4 — литеру документа (в учебных проектах У);
- 5 — массу изделия в кг (без указания единицы измерения);
- 6 — масштаб;
- 7 — порядковый номер листа (для одного листа графа не заполняется);
- 8 — общее количество листов документа;
- 9 — наименование организации, выпускающей документ (БГАТУ);
- 10 — характер работы, выполняемой лицом, подписывающим документ;
- 11 — фамилии лиц, подписывающих документ;
- 12 — подписи лиц, фамилии которых указаны в графе 11;
- 13 — дата подписания документа.

Число изображений (видов, разрезов и сечений) на чертежах должно быть минимальным, но обеспечивающим полное представление об устройстве изделия, взаимодействии его составных частей, сборке и регулировании. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73.

Изображения изделий следует рационально размещать на рабочем поле чертежного листа в масштабе, обеспечивающем четкое представление формы, устройства и конструкции изделия.

Предпочтителен масштаб М1:1. Небольшие изделия сложной формы изображают в масштабах увеличения, крупные изделия — в масштабах уменьшения, указанных ниже:

масштабы уменьшения — 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10;

масштабы увеличения — 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1.

Если на чертеже имеются изображения, выполненные в отличном от указанного в основной надписи масштабе, то такой масштаб помещают непосредственно над изображением и записывают в поле чертежа рядом с изображением, например, М2:1; А–А.

Первый лист графической части относится к общему виду привода и согласно ГОСТ 2.102 является **чертежом общего вида**.

Общий вид вычерчивается в двух проекциях. На поле чертежа указываются основные присоединительные номинальные размеры с указанием посадок (для соединений, собираемых при сборке привода), габаритные и привязочные размеры. Приводится техническая характеристика привода. На каждую сборочную единицу привода на листе дается сноска и указывается номер позиции по спецификации на привод на полках линий- сносок.

К габаритным размерам относят наибольшие по ширине, длине и высоте размеры привода, необходимые для определения размеров тары под привод в сборе, для определения места под установку привода при его монтаже. Установочные и присоединительные размеры – размеры, необходимые для установки привода на месте монтажа, а также определения размеров и места положения элементов, которые присоединяются к данному изделию. Для приводной станции к установочным размерам относят размеры опорных элементов рамы станции, диаметры отверстий в раме под фундаментные болты и размеры, определяющие размещение этих отверстий на раме. К присоединительным размерам относят размеры участков валов редуктора, на которые устанавливаются муфты, шкивы и звездочки при сборке станции и при ее подсоединении к приводимой машине.

Техническую характеристику изделия: передаточное число, частоту вращения тихоходного вала, наибольший вращающий момент на нем размещают на свободном поле чертежа над основной надписью под заголовком «Техническая характеристика».

Номера позиций составных частей привода наносят вне контура изображения, параллельно основной надписи. Проставляют в возрастающем порядке по часовой стрелке в порядке следования обозначений составных частей в спецификации.

На втором листе графической части приводится чертеж разработанного редуктора, который согласно ГОСТ 2.102 является **сборочным чертежом** изделия.

Сборочный чертеж представляет собой графический документ, содержащий изображение редуктора как сборочной единицы для станции и все данные, достаточные для выяснения конструкции редуктора, контроля присоединительных размеров составляющих редуктор сборочных единиц и сборки редуктора. Сборочный чертеж редуктора вычерчивается в двух проекциях. На поле чертежа указываются основные присоединительные номинальные размеры с указанием посадок (для соединений, собираемых при сборке редуктора), габаритные и привязочные размеры. Приводится техническая характеристика привода. На каждую сборочную единицу редуктора на листе дается сноска и указывается номер позиции по спецификации на редуктор на полках линий-сносок.

К габаритным размерам относят наибольшие по ширине, длине и высоте размеры редуктора, необходимые для определения размеров тары под редуктор в сборе как самостоятельного изделия, для определения места под установку редуктора при его монтаже. Установочные и присоединительные размеры – размеры элементов, которые нужно обеспечить для установки редуктора на месте монтажа при сборке станции, а также определения размеров и места положения элементов, которые присоединяются к валам редуктора. Для приводной станции к установочным размерам относят размеры опорных лап редуктора,

диаметры отверстий в лапах под болты крепления редуктора к раме и размеры, определяющие размещение этих отверстий на лапах.

К присоединительным размерам относят размеры участков валов редуктора, на которые устанавливаются муфты, шкивы и звездочки при сборке станции и при ее подсоединении к приводимой машине.

По ГОСТ 2.109–73 в сборочный чертеж редуктора следует включать данные о взаимодействии его частей, например, межосевые расстояния передач.

Техническую характеристику изделия: передаточное число, частоту вращения тихоходного вала, наибольший вращающий момент на нем размещают на свободном поле чертежа над основной надписью под заголовком «Техническая характеристика».

Номера позиций составных частей редуктора наносят вне контура изображения, параллельно основной надписи. Проставляют в возрастающем порядке по часовой стрелке в порядке следования обозначений составных частей в спецификации.

В соответствии с заданием на курсовое проектирование должны быть разработаны чертежи трех деталей.

Чертеж детали — графический документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для изготовления и контроля размеров детали.

Характер и число изображений на чертеже каждой детали должны полностью определять форму и размеры изображаемой детали. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73.

На рабочем чертеже деталь принято изображать с теми размерами, обозначениями шероховатости и другими параметрами, которые она должна иметь перед сборкой. На нем не допускается помещать технологические указания. Исключение составляют указания о выборе вида заготовки (отливка, поковка и т. д.), а также указания о применении определенных способов обработки для тех случаев, когда они предусматриваются как единственные, гарантирующие требуемое качество детали,

например: указание о закалке ТВЧ и полировке участка вала, по которому уплотнение обеспечивается манжетным уплотнением.

Примеры оформления графической части проекта привода представлены в приложении Б.

2.2.5 Обозначение конструкторской документации

Каждому изделию в соответствии с ГОСТ 2.101–68 должно быть присвоено обозначение, которое является одновременно обозначением его основного конструкторского документа: пояснительной записки, чертежа сборочной единицы, детали, спецификации.

Структура обозначений конструкторского документа:

$X_1 X_2 . X_3 X_4 . X_5 X_6 X_7 . X_8 X_9 . X_{10} X_{11} X_{12} X_{13} X_{14}$

где $X_1 X_2$ - индекс проекта (02 – для курсового проекта);

$X_3 X_4$ - индекс кафедры (48 для кафедры ММ и ДМ);

$X_5 X_6 X_7$ -регистрационный номер задания на курсовое проектирования в журнале регистрации выдачи заданий на курсовой проект на кафедре ММ и ДМ ;

$X_8 X_9$ - шифры сборочных единиц (для пояснительной записки- 00);

$X_{10} X_{11} X_{12}$ – шифры деталей (для пояснительной записки- 000);

$X_{13} X_{14}$ – условное обозначение вида документа.

Вид конструкторского документа обозначается следующим образом:

ПЗ- пояснительная записка;

ПД-ведомость проектной документации;

ВО – чертеж общего вида;

СБ – сборочный чертеж.

2.2.6 Складывание чертежей

Выполненный курсовой проект, включающий перечисленные

конструкторские документы хранятся в архиве кафедры установленное время. Проект студентом должен быть подготовлен студентом к хранению определенным образом. К пояснительной записке добавлены спецификации и чертежи, сложенные согласно требованиям ГОСТ 2.105-88. Все материалы сброшюрованы в одну папку.

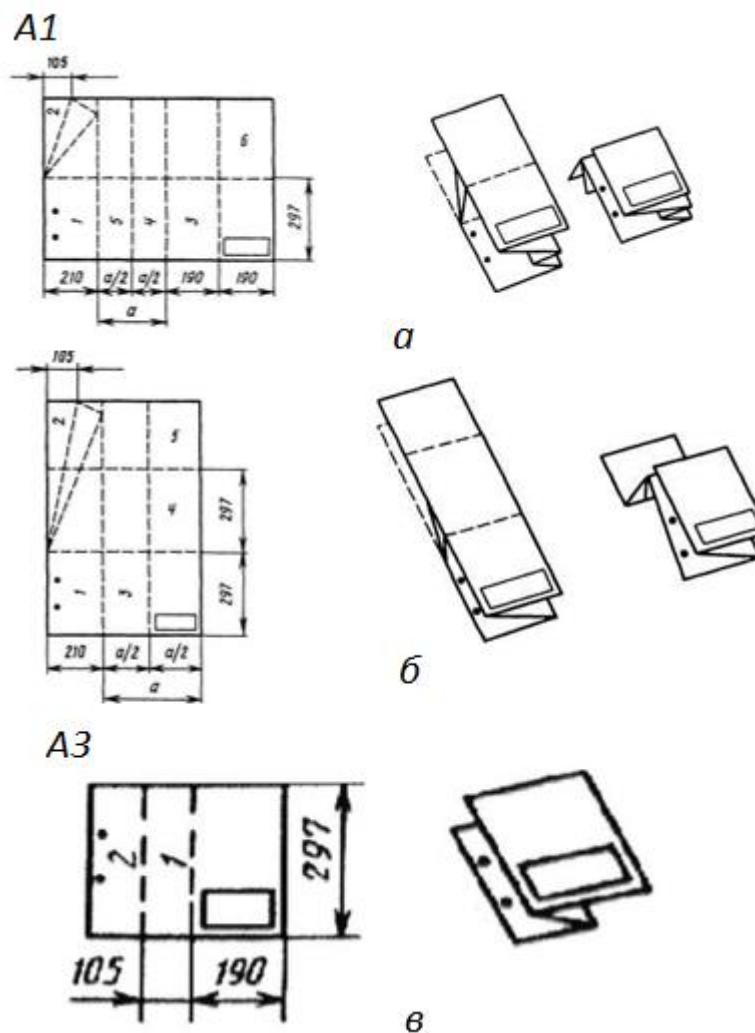


Рисунок 2.10 – Складывание листов для брошюрования: формата A1 с горизонтальной (а) и вертикальной (б) ориентацией листа ;формата A3 с горизонтальной ориентацией листа (г)

Чертежи эскизной компоновки редуктора, чертеж общего вида приводной станции, сборочный чертеж редуктора и чертежи деталей следует складывать сначала вдоль линий, перпендикулярных основной

надписи, а затем вдоль линий, параллельных ей, в последовательности, указанной цифрами на линиях сгибов (рисунок 2.10).

Листы складывают изображением наружу («налицо») так, чтобы основная надпись оказалась на верхней лицевой стороне сложенного листа в его правом нижнем углу. Отверстия для брошюровки пробивают с левой стороны листа.

Листы в сложенном виде должны быть формата А4 (210×297).

3 Методические рекомендации по выполнению курсового проекта

3.1 Общие принципы проектирования и их реализация при курсовом проектировании

Основные требования к технической документации даны в пособии [1], теоретические положения раздела «Расчет и конструирование деталей машин» учебной дисциплины «Прикладная механика» изложены в литературе [2...5], методика расчета с примерами расчета – в [4...5], вопросы проектирования деталей машин – в [5...7,10], примеры сборочных и рабочих чертежей – в [7...8], справочные материалы – в [8...11].

Профессиональные знания, умения и практические навыки для профессиональной деятельности по проектированию машин формируются у будущих специалистов в ходе выполнения курсового проекта и оформления совокупности конструкторских документов, достаточных для уяснения устройства разрабатываемого изделия, изготовления ненормализованных деталей и оформления заявки на приобретения стандартных изделий.

С целью большей систематизации сведений по разработке курсового проекта, создания условий для активизации самостоятельной работы

студентов, развития их творческих сил и способностей в приложении Б представлен пример курсового проекта по прикладной механике .

В этом примере рассмотрены все этапы расчета и проектирования привода. С целью максимального обучающего эффекта в предлагаемом примере в тексте записки курсового проекта даются дополнительные пояснения и комментарии(выделены курсивом) ,способствующие уяснению сути рассматриваемого вопроса. С целью развития умения обучающегося

пользоваться специальной литературой в предложенном примере курсового проекта даются ссылки на использованную при проектировании литературу и одновременно даются ссылки на соответствующий справочный материал в имеющихся приложениях настоящего пособия.

Проектирование машин и их деталей является особым видом инженерного искусства. Для правильного проектирования машин недостаточно знания только теории. Необходимо знание существующих конструкций и умение в них критически разбираться, знание условий работы проектируемой машины ,технологии изготовления деталей, требуется умение конкретно воплощать свои идеи в виде технической документации.

Рационально спроектированная и правильно построенная машин должна быть прочной, долговечной, возможно дешевой и экономичной в работе, безопасной для обслуживающих ее лиц и отличаться хорошим дизайном. Этим основным требованиям должна удовлетворять не только каждая машина в целом, но и каждая ее деталь.

Стоимость машины определяется стоимостью материала, изготовления и обработки отдельных ее деталей, а также массой машины, т.е. экономией машиностроительных материалов.

Габариты и масса машины в значительной степени определяются ее кинематической схемой и компоновкой ее узлов и деталей. Компоновка узлов и деталей машин должна быть такой, чтобы возможно полнее использовать рабочее пространство рам, станин и корпусов.

Для снижения стоимости машин большое значение имеет также замена дорогостоящих материалов (например, цветных металлов, легированных сталей) более дешёвыми, когда это не вызывает ухудшение качества машин. Однако снижение стоимости машин может быть достигнуто и при использовании более прочных, хотя и более дорогих, материалов для изготовления основных деталей, от которых зависят размеры отдельных узлов и всей машины. Например, в редукторах применение высокопрочных сталей для изготовления зубчатых колес приводит к уменьшению размеров не только их, но и размеров корпуса редуктора, рамы машины и тем самым к снижению стоимости всего привода.

В процессе проектирования инженер решает целый ряд сложных и разнообразных задач. Он должен разработать механизм, способный выполнять заданные функции в течение заданного срока службы, учитывать требования экономики, технологии, эксплуатации, транспортировки, техники безопасности и др. Для того, чтобы удовлетворять этим требованиям, конструктор должен уметь выполнять кинематические, силовые, прочностные и другие расчёты и в целом, эффективно использовать опыт по разработке приводов, накопленный другими разработчиками.

Многие технические решения применяют на основе опыта анализа результатов проектирования подобных устройств. В связи с многообразием решаемых задач и ограниченным опытом проектирования у студентов процесс проектирования привода наиболее рационально рассматривать на примере разработки типовой конструкции привода.

Применительно к конструированию редукторов в рамках курсового проектирования целесообразно изучить типовые конструкции приводов и редукторов, представленные в приложении В и уяснить конструкцию проектируемого привода.

Для удешевления машины при повышении её качества огромное значение имеет применение стандартных деталей и узлов. Большое значение

имеет унификация значений технических параметров, и в частности, номинальных размеров проектируемого объекта на основе применения ряда нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот, глубин) по ГОСТ 6636-69 и нормальных углов по ГОСТ 8908-81. Применение этих рядов позволяет: унифицировать посадочные размеры деталей (как следствие, например, в серийном производстве сокращается количество типоразмеров деталей, необходимых для комплектации разных изделий), использовать типовой сортамент и заготовки (листы, трубы, круги, проволока и т. д.), использовать типовой и доступный инструмент (свёрла, фрезы и т. д.). Рекомендации по использованию нормальных линейных размеров не распространяется на случаи применения стандартных величин размеров (например, модуль зацепления, диаметр резьбы), на случаи применения стандартных деталей и сопряженных с ними размеров (например, посадочные диаметральные размеры стандартных подшипников качения), при назначении значений размеров, являющихся результатом оптимизационных расчетов (например, значений делительного диаметра зубчатых колес). Основные рекомендации по применению норм взаимозаменяемости при назначении номинальных размеров проектируемых деталей представлены в [приложении Г](#).

Разработанная в курсовом проекте текстовые материалы и графическая часть является технической документацией и должны удовлетворять требованиям ЕСКД - комплексу государственных стандартов, устанавливающих взаимосвязанные правила, требований и норм разработки, оформлению и обращению конструкторской документации. Правила оформления записки курсового проекта и графических материалов рассматриваются в разделе 2 настоящего пособия.

При проектировании привода разработчик проекта вынужден привлекать большое количество нормативных и справочных материалов. В приложениях Д...Х данного пособия представлены все необходимые для проектирования справочные материалы.

4 Организация курсового проектирования

График выполнения курсового проекта (рисунок 4.1) приведен с целью обеспечения поэтапного и своевременного выполнения студентами заданного объема работ.

Этапы	Недели учебного семестра																	Трудо- емкость этапа, %
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
1.Выдача задания																		-
2.Расчеты передач и элементов корпуса редуктора, компоновка редуктора. 2.1.Проверочный расчет валов. 2.2.Подбор подшипников. 2.3.Выбор муфт и расчет их слабых элементов 2.4.Проверка соединений “Вал-ступица”																		15
3.Разработка сборочного чертежа редуктора																		30
4.Разработка общего вида привода																		25
5.Разработка чертежей деталей привода																		15
6.Оформление конструкторской документации																		5
7.Подготовка к защите проекта																		10
8.Защита проекта																		

Рисунок 4.1 - График выполнения курсового проекта

Защита проводится с целью проверки уровня знаний об устройстве, работе привода, умения обосновать принятые размеры и решения технологии изготовления деталей, сборки и разборки редуктора .

Рекомендуемая литература для выполнения проекта

1. Общие требования к организации проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов(работ)./учебно-методическое пособие/ Н.Н.Романюк [и др.].-Минск:БГАТУ,2015.-136 с.
- 2.Иванов, М.Н. Детали машин: [учеб. для машиностроительных спец. вузов.] / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – Москва:Высш. шк., 2006.- 408 с.
- 3.Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
- 4.Детали машин и основы конструирования: методические указания по курсовому проектированию. Ч. 1/ БГАТУ, кафедра сопротивления материалов и деталей машин; сост. Агейчик В. А. [и др.].– Минск, 2009.-195с.
5. Основы конструирования деталей машин: пособие для студентов вузов группы специальностей 1406 «Агроинженерия» /БГАТУ, кафедра сопротивления материалов и деталей машин; [авторы: В.А. Агейчик и др.]. – Минск, 2009.-268 с.
6. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. - М.: Издательский центр «Академия», 2004. - 496 с.
- 7.Курмаз, Л.В.Детали машин. Проектирование: учебное пособие/ Л.В.Курмаз, А.Т.Скойбеда.-Мн.: УП Техпринт”,2002.-290 с.
- 8.Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие для студентов, обучающихся по машиностроительным направлениям и специальностям /Б.А. Байков [и др.]; под ред. О.А. Ряховского, О.П. Ляликова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: изд- в МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009-400 с.
- 9.Анурьев, В.И. «Справочник конструктора - машиностроителя» в 3-х томах, Москва «Машиностроение», 2001. .-2816 с.

10. Справочник подшипников. [Электронный ресурс]<http://www.podshypnik.info/index.php?zid=main>. Дата доступа: 10.03.2020.

11. Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин: /сост.: Н.Н. Романюк [др.]. – Минск: БГАТУ, 2014- 172с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Задания на курсовые проекты

Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет»
Факультет «Технический сервис в АПК»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой «Механика
материалов и детали машин»

В.Н. Основин

20__ г.

ЗАДАНИЕ № 1

по курсовой работе по дисциплине «Прикладная механика»

Студенту _____
_____ курса _____ группы _____ факультета
(специальности 1 – 74 06 06 «Материально-техническое обеспечение АПК».,

1 Тема курсовой работы: Спроектировать приводную станцию к кормораздатчику (рисунок 1), предназначенному для раздачи кормов.

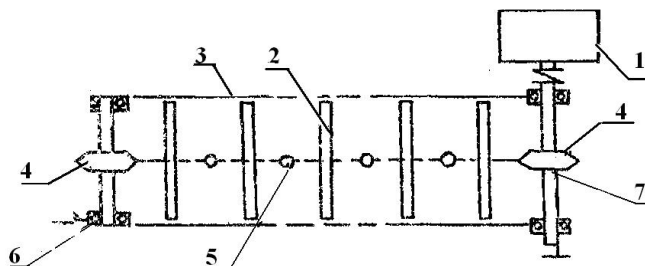


Рисунок 1 – Схема кормораздатчика по типу ТВК:

1 – приводная станция; 2 – скребковый транспортер; 3 – желоб;
4 – приводная звездочка; 5 – цепь; 6 – подшипники; 7 – технологический вал

2 Срок сдачи студентом законченной курсовой работы «__» _____ 20__ г.

3 Исходные данные к работе: вариант (таблица 1) _____ схема (рисунок 2)

Таблица 1 – Исходные данные

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_r , кВт	6,0	1,5	1,8	2,3	2,6	3,2	3,5	4,0	4,5	5,0
n_r , мин ⁻¹	90	90	100	80	120	80	130	60	90	130
θ , град	60	30	0	0	20	30	80	0	50	30
Режим	л	с	т	вт	с	вт	л	т	л	с
$L_h \cdot 10^3$, час	7,5	2,5	5,5	10	6,0	7,0	5,0	6,5	11,0	7,2

Примечание: P_r – мощность, затрачиваемая на технологический процесс;

n_r – частота вращения технологического вала;

θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту;

Режимы работы: вт – весьма тяжелый, т – тяжелый, с – средний, л – легкий;

$L_h \cdot 10^3$ – срок службы приводной станции.

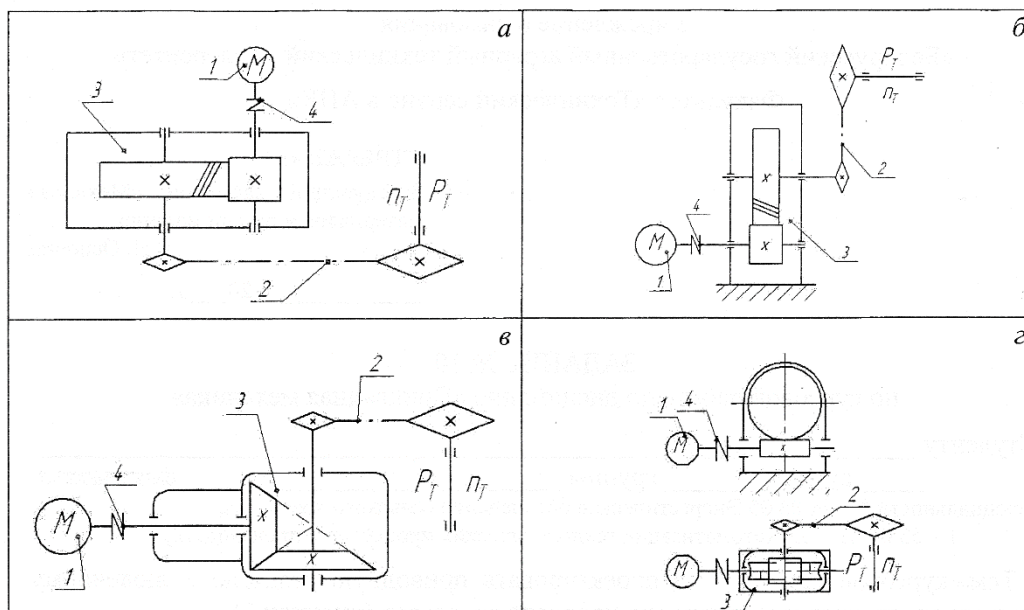


Рисунок 2 – Схемы приводных станций

4 Содержание пояснительной записки: Введение; 1 Кинематический и энергетический расчеты приводной станции; 2 Расчет передачи с гибкой связью (ременной или цепной); 3 Расчет зубчатых (червячных) передач редуктора; 4 Эскизная компоновка редуктора; 4.1 Конструктивные размеры шестерни и колеса; 4.2 Конструктивные размеры корпуса редуктора; 4.3 Предварительный (проектный) расчет валов редуктора; 5 Расчет валов редуктора; 6 Проверочный расчет подшипников; 7 Выбор и проверочный расчет муфты; 8 Расчет шпоночных соединений; 9 Подбор посадок для сопряженных поверхностей; 10 Выбор смазки; 11 Тепловой расчет для червячных редукторов; Заключение; Список использованных источников; Приложения

5 Перечень графического материала:

1 Компоновочный чертеж редуктора в разрезе (M1:1);

2 Чертежи 2-х сопряженных деталей (ведомый вал редуктора, зубчатое колесо) (M1:1)

6 Дата выдачи задания «__» ____ 20__ г.

7 Календарный график работы над курсовой работой

введение, раздел 1 к «__» ____ 20__ г. – ____ 5%

раздел 2 к «__» ____ 20__ г. – ____ 10% ; раздел 3 к «__» ____ 20__ г. – ____ 10%

раздел 4 к «__» ____ 20__ г. – ____ 10% ; разделы 5, 6 к «__» ____ 20__ г. – ____ 10%

разделы 7, 8, 9 к «__» ____ 20__ г. – ____ 10% ;

разделы 10, 11 к «__» ____ 20__ г. – ____ 5%

оформление пояснительной записки

и графического материала к «__» ____ 20__ г. – ____ 40%

Защита курсовой работы с «__» ____ по «__» ____ 20__ г.

Руководитель _____

Задание принял к исполнению _____

(дата и подпись студента)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

Пример курсового проекта по прикладной механике

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Факультет технического сервиса в АПК

Кафедра “Механика материалов и детали машин”

**Пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине
“Прикладная механика”**

**на тему: «Спроектировать приводную станцию к скреперному
штанговому транспортеру, предназначенному для удаления
навоза из свинарника»**

Шифр 02.48.021.00.000.ПЗ

**Студент 3 курса, 19 мо группы
_____ /М.Е. Юрчик /**

**Руководитель
_____ П.В.Клавсуть**

Минск, 2020

Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет»
Факультет «Технический сервис в АПК»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой «Механика
материалов и детали машин»

_____ В.Н. Основин

05 сентября 20 18 г.

ЗАДАНИЕ №
по курсовому проекту по дисциплине «Прикладная механика»

Студенту Юрчику М.Е.
3 курса 19мо группы ФТС факультета
(специальности 1 – 74 06 06 «Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса».

1 Тема курсового проекта: Спроектировать приводную станцию к скреперному штанговому транспортеру, предназначенному для удаления навоза из свинарника (рисунок 1). Работа привода периодическая. Питание от электросети на опорах типа ШФ-10-Г.

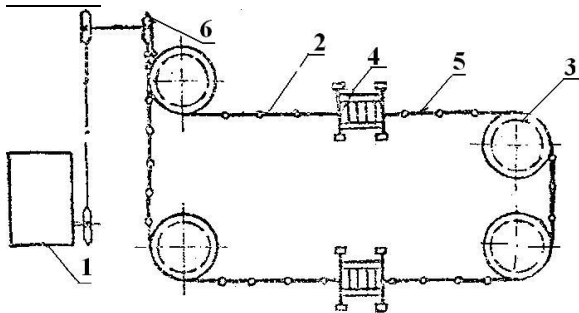


Рисунок 1 – Схема скреперного штангового транспортера по типу ТС:

1 – приводная станция; 2 – штанга; 3 – обводные ролики; 4 – скреперные тележки;
5 – круглозвенная цепь; 6 – ведущая звездочка

2 Срок сдачи студентом законченной курсовой работы « 12 » 12 2017 г.

3 Исходные данные к работе: вариант (таблица 1) 5 схема а (рисунок 2)

Таблица 1 – Исходные данные

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_t , кВт	6,0	1,5	1,8	2,3	2,8	3,3	3,5	4,1	4,5	5,0
n_t , мин ⁻¹	55	90	85	85	80	100	90	140	110	160
θ , град	30	45	20	60	30	0	60	50	60	0
Режим	т	вт	л	т	т	с	т	вт	с	вт
$L_h \cdot 10^3$, час	7,2	8,0	4,6	5,0	4,0	6,2	12	4,5	5,5	5,0

Примечание: P_t – мощность, затрачиваемая на технологический процесс;
 n_t – частота вращения технологического вала;
 θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту;
Режимы работы: **вт** – весьма тяжелый, **т** – тяжелый, **с** – средний, **л** – легкий;
 $L_h \cdot 10^3$ – срок службы приводной станции.

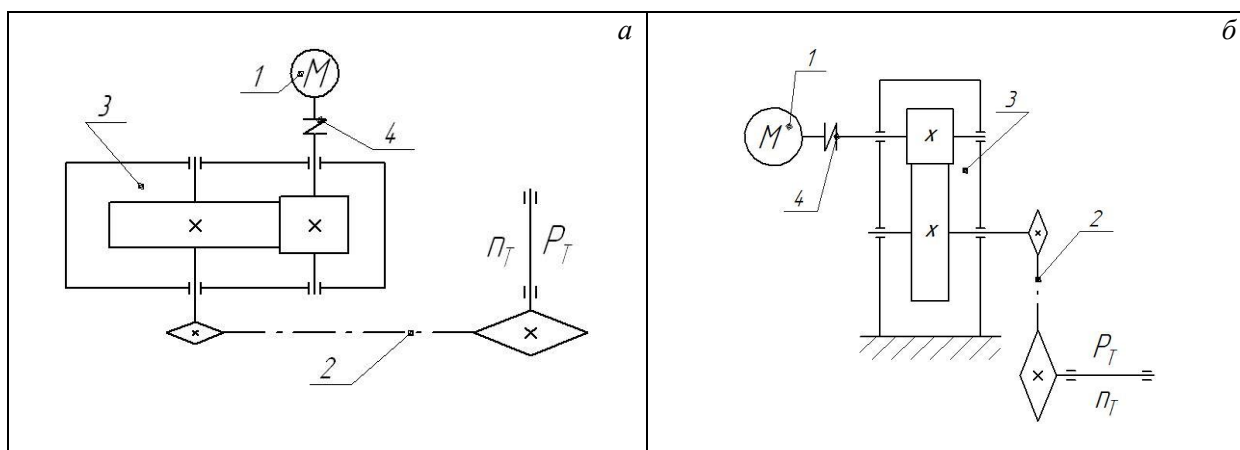


Рисунок 2 – Схемы приводных станций

4 Содержание пояснительной записки: Введение; 1 Кинематический и энергетический расчеты приводной станции; 2 Расчет передачи с гибкой связью (ременной или цепной); 3 Расчет зубчатых (червячных) передач редуктора; 4 Эскизная компоновка редуктора; 4.1 Конструктивные размеры шестерни и колеса; 4.2 Конструктивные размеры корпуса редуктора; 4.3 Предварительный (проектный) расчет валов редуктора; 5 Расчет валов редуктора; 6 Проверочный расчет подшипников; 7 Выбор и проверочный расчет муфты; 8 Расчет шпоночных соединений; 9 Подбор посадок для сопряженных поверхностей; 10 Выбор смазки; 11; Список использованных источников; Приложения

5 Перечень графического материала:

1 Общий вид приводной станции в 2-х проекциях (М1:1); 2 Сборочный чертеж редуктора в 2-х проекциях (М1:1); 2 Чертежи 3-х сопряженных деталей (ведомый вал редуктора, зубчатое колесо, звездочка) (М1:1)

6 Дата выдачи задания «05» 09 2017 г. № регистрации - 21

7 Календарный график работы над курсовой работой

введение, раздел 1 к «07» 09 2017 г. – 5%

раздел 2 к «15» 09 2017 г. – 10%;

раздел 3 к «22» 09 2017 г. – 10%;

раздел 4 к «30» 09 2017 г. – 10%;

разделы 5, 6 к «10» 10 2017 г. – 10%;

разделы 7, 8, 9 к «17» 10 2017 г. – 10%;

разделы 10, 11 к «20» 10 2017 г. – 5%

оформление пояснительной записки

и графического материала к «09» 12 2017 г. – 40%

Защита курсовой работы с «12» 12 по «17» 12 2017 г.

Руководитель П.В.Клавсуть

Задание принял к исполнению

М.Е.Юрчик

(дата и подпись студента)

№ строки	Формат	Обозначение	Наименование	Кол. листов	№ экз.	Примеч.	
1							
2			Документация				
3							
4	A4	02.48.021.00.000 ПЗ	Пояснительная записка				
5							
6	A1	02.48.021.00.000 ВО	Приводная станция				
7			Чертеж общего вида	1			
8	A1	02.48.021.01.000 СБ	Редуктор				
9			Сборочный чертеж	1			
10	A3	02.48.021.01.012	Вал	1			
11	A3	02.48.021.01.011	Колесо зубчатое				
12	A3	02.48.021.00.005	Звездочка ведущая	1			
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
			02.48.021.00.000.ПД				
	Лис	№					Подпис
Разраб.	Юрчик				Литер	Лист	Листо
Руковод.	Клавсуть					3	1
Реценз.					БГАТУ, гр.19мо		
Н.контр							
Зав. каф.	Основин						
				Приводная станция к скреперному штанговому транспортёру для удаления навоза из свинарника Ведомость проектной документации			

Реферат

Пояснительная записка состоит из 60 страниц машинописного текста и со держит 11 рисунков, 2 таблиц, 11 наименований использованных литературных источников, 2 листов графического материала формата А1 и _____ листа А3.

Ключевые слова: транспортер штанговый скреперный, станция приводная, кинематика, энергетика, редуктор, передачи зубчатые, передача цепная, валы, подшипники, муфты, прочностной и проверочные расчеты, чертежи.

Цель проектирования -приобретение инженерных навыков по расчету и конструированию типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин на основе разработки проекта привода сельскохозяйственного назначенияю.

Обоснованы кинематические и энергетические параметры привода. Спроектированы зубчатая и цепная передачи. Спроектированы валы ступенчатой конструкции. Подобраны подшипники и муфты.Обоснован способ смазки зубчатых передач и подшипников. Определены основные параметры корпуса редуктора и рамы приводной станции. Описаны процессы сборки, разборки и регулировки редуктора. Выполнен уточненный проверочный расчет валов, подшипников и слабых элементов соединительных муфт. Разработаны чертежи привода, редуктора и деталей редуктора.

Расчеты параметров привода и конструирование приводной станции проведены в соответствии с действующими нормативные документами.Для повышения эффективности проектирования и с целью усвоения современных приемов проектирования деталей машин использованы элементы компьютерной графики и 3D проектирования. Учтены условия использования привода в АПК. Приняты во внимание предполагаемый объем производства подобных приводов и технологические возможности предприятий сельхозмашиностроения.

Содержание

Введение.....	4
1 Описание конструкции привода.....	5
2 Выбор электродвигателя и кинематический и силовой расчеты привода	7
3 Расчет цепной передачи.....	10
4 Расчет зубчатой цилиндрической прямозубой передачи.....	13
4.1 Выбор материала зубчатых колес и определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба	13
4.2 Определение геометрических параметров передач и сил зацепления	13
5. Эскизная компоновка редуктора.....	
5.1 Ориентировочный расчет валов.....	
5.2 Выбор типа применяемых подшипников.....	
5.3 Конструирование валов.....	
5.3.1 Конструирование ведущего вала.....	
5.3.2 Конструирование ведомого вала.....	
5.3.3 Конструирование вала контрпривода.....	
5.4 Конструирование зубчатых колес.....	
5.5 Конструирование звездочек цепной передачи.....	
5.5.1 Конструирование ведущей звездочки.....	
5.5.2 Конструирование ведомой звездочки.....	
5.6 Конструирование крышек подшипников.....	
5.6.1 Конструирование крышек подшипников ведущего вала.....	
5.6.2 Конструирование крышек подшипников ведомого вала.....	
5.7 Конструирование корпуса редуктора.....	
6 Расчет валов редуктора.....	

6.1	Определение реакций в опорах
6.2	Построение эпюр.....
6.3	Проверочный (уточненный) расчет валов
6.3.1	Ведущий вал
6.3.2	Ведомый вал.....
7	Проверочный расчет подшипников
7.1	Проверочный подшипник ведущего вала
7.2	Проверочный подшипник ведомого вала.....
8	Выбор и проверочный расчет муфт.....
9	Расчет шпоночных соединений.....
10	Подбор посадок и отклонений.....
11	Выбор смазки.....
12	Описание сборки, разборки и регулировки редуктора.....
	Заключение.....
	Список используемой литературы.....
	ПРИЛОЖЕНИЯ

Введение

Основной целью курсового проектирования по дисциплине “Прикладная механика” является приобретение инженерных навыков по расчету и конструированию типовых механизмов, узлов и отдельных деталей машин на основе ранее полученных теоретических знаний по общеинженерным дисциплинам и разделам дисциплины « Прикладная механика ».

В качестве объектов курсового проектирования принят привод сельскохозяйственного назначения - скреперный штанговый транспортер для удаления навоза из свинарника», включающий большинство деталей и узлов общего назначения..

В ходе курсового проектирования производились проектные, проверочные расчеты и проектирование компонентов механического привода . Решалась задача развития умения разрабатывать техническую документацию для представления в материальной форме заданной схемы механизма с учетом предъявленных к нему требований к прочности, работоспособности, технологичности и экономичности.

При выполнении курсового проекта закреплялись знания по изучаемой дисциплине, развивалось умение использовать для реализации поставленных целей сведений из ранее изучаемых дисциплин, приобретались навыки работы со справочной литературой, нормативными материалами и электронными источниками информации. Развивалось инженерное мышление, позволяющие быстро, точно и оригинально решать поставленные задачи, направленные на удовлетворение технических потребностей в знаниях, способах, приемах, с целью создания технических средств и организации технологий. При этом оттачивались: техническое мышление – умение анализировать состав, структуру, устройство и

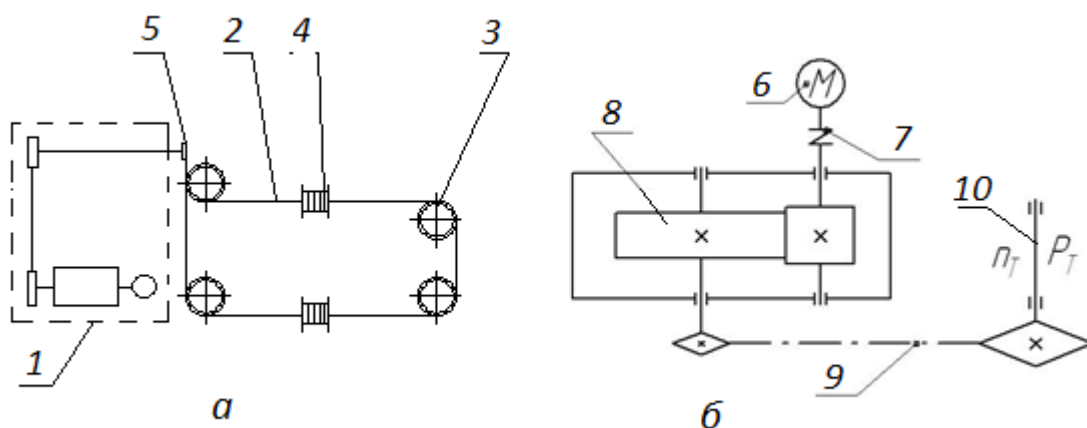
принцип работы технических объектов в изменённых условиях; конструктивное мышление – построение определённой модели решения поставленной проблемы или задачи, под которой понимается умение сочетать теорию с практикой; исследовательское мышление – определение новизны в задаче, умение сопоставить с известными классами задач, умение аргументировать свои действия, полученные результаты и делать выводы; экономическое мышление.

Поставленные цели и задачи, реализуемые в ходе курсового проектирования полностью соответствуют требованиям, предъявляемым к подготовке современного инженера для АПК- способного разрабатывать современную технику и технологии, управлять высокопроизводительным и экономически эффективным аграрным производством.

1 Описание конструкции приводимой машины и привода

Использование скреперных установок - метод удаления навоза из коровников и других животноводческих помещений. Скрепер позволяет качественно очищать проходы между рядами стойл, способствуя обеспечению максимально комфортных условий для содержания животных.

Скреперный транспортер предназначен для транспортировки бесподстилочного навоза по каналам (рисунок 1.1).



а-схема общая; б- схема приводной станции

Рисунок 1.1 – Скреперный штанговый транспортер

Транспортер в соответствии с заданием на курсовое проектирование состоит (рисунок 1.1а) из приводной станции 1, тягового троса 2, обводных звездочек 3, скреперных тележек 4, приводной звездочки 5. Вблизи приводной звездочки 5 вместо троса натянута втулочно-роликовая цепь. На тележках 4 шарнирно закреплены скребки, которые могут занимать вертикальное положение при рабочем ходе тележки. Звездочка 5 приводится в движение от приводной станции 1.

При прямом (рабочем) ходе тележки скребки занимают вертикальное положение и, упираясь в ограничители,

перемещают навоз по каналу. При обратном (холостом) ходе скрепки отклоняются навозом и скреперная тележка возвращается в исходное положение.

Приводная станция перемещает тяговым органом скреперы – придает им возвратно-поступательное движение.

Привод (рисунок 1.1б) к скреперному транспортеру состоит из асинхронного электродвигателя 6, упругой муфты 7, горизонтального цилиндрического редуктора 8, цепной передачи 9 и вала привода 10, на который устанавливается приводная звездочка 5 штангового транспортера. Все элементы привода смонтированы на единой раме. Возвратно – поступательное движение скреперных тележек обеспечивается реверсированием вращения вала электродвигателя 1.

Требуемые технические параметры привода в соответствии с заданием на проектирование представлены в таблице 1.1

Таблица 1.1-Исходные данные

Параметры				
P_T , кВт	n_T мин ⁻¹	L_h , час	Режим работы	α , град
2,8	80	4000	Тяжелый	30
Примечание: P_T - мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T - частота вращения технологического вала; L_h - срок службы приводной станции; Θ - угол наклона цепной передачи к горизонту				

2 Выбор электродвигателя, кинематический и энергетический расчеты привода

Исходные данные для расчета:

$P_T = 2,8$ кВт - мощность, затрачиваемая на технологический процесс;

$n_T = 80 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения технологического вала.

Определяем общий коэффициент полезного действия (КПД) привода [2, формула 1.13]

$$\eta_{об} = \eta_m \cdot \eta_{пк}^3 \cdot \eta_{зц} \cdot \eta_{цп}$$

Принимаем меньшие значения КПД каждого элемента привода

[1, таблица 1.1; приложение Д1]:

$\eta_m = 0,98$ - КПД муфты,

$\eta_{пк} = 0,99$ - КПД пары подшипников качения,

$\eta_{зц} = 0,97$ - КПД зубчатой цилиндрической закрытой передачи,

$\eta_{цп} = 0,93$ - КПД цепной передачи.

Тогда

$$\eta_{об} = 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,97 \cdot 0,93 = 0,85.$$

Расчётная мощность электродвигателя определяется [1, Формула 1.12]

$$P_{тр} = \frac{P_T}{\eta_{об}} = \frac{2,8}{0,85} = 3,3 \text{ кВт}$$

Ориентировочно определяем требуемую частоту вращения электродвигателя, задаваясь передаточными числами передач в пределах рекомендуемых значений [2, Таблица 5.5; приложение Д2]

$$n_{мин} = n_T \cdot u_{зп мин} \cdot u_{цп мин} = 80 \cdot 3 \cdot 2,5 = 600 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\max} = n_{\text{т}} \cdot u_{\text{зпmax}} \cdot u_{\text{цпmax}} = 80 \times 6,3 \times 4,0 = 2016 \text{ мин}^{-1}.$$

С целью снижения стоимости двигателя выбираем наиболее высокооборотный двигатель серии АИР с синхронной частотой вращения из возможных [приложение Д4]. Данному условию удовлетворяют асинхронные короткозамкнутые двигатели с синхронной частотой вращения $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Подбираем двигатель по мощности, для которого номинальная мощность удовлетворяет условию

$$P_{\text{эдн}} \geq P_{\text{т}}. \quad (2.1)$$

Из приложения Д4 принимаем двигатель серии АИР типа 100L4У2 с асинхронной частотой вращения $n_a = 1410 \text{ мин}^{-1}$, номинальной мощностью $P_{\text{эдн}} = 4 \text{ кВт}$ и диаметром вала $d_{\text{в}} = 28 \text{ мм}$. Этот двигатель удовлетворяет условию (2.1)

$$P_{\text{эдн}} = 4 \text{ кВт} > P_{\text{т}} = 3,3 \text{ кВт}.$$

Выбрали климатическое исполнение двигателя У2 и категорию размещения У2 по ГОСТ15150-69 для умеренного климата и с возможностью использования под навесом или в неотапливаемом помещении.

Выбираем двигатель с исполнением крепления двигателя М1081 по ГОСТ 2479-79(СТСЭВ 246-76) - креплением на лапах, с любым расположением оси двигателя в пространстве (в нашем случае горизонтальным), с цилиндрическим хвостовиком вала двигателя. Данные выбранного двигателя представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 - Электродвигатели серии АИР 100L4 У2 исполнения М108.

Основные размеры и масса [Приложение Д6]

Тип	Габаритные размеры, мм					Установочные и присоединительные размеры, мм								
	L30	L33	h31	b30	L1	l10	l17	l20	l21	l39	b1	b2	b10	b16
100L	391	455	63	226	60	140	12	4,0	14	0	8	8	160	16
	b30	h1	h2	h5	h6	h10	d1	d1	d20	d22	d24	d25	h	-
	226	7	7	31	31	12	28	28	215	15	250	180	100	-
1. Условное обозначения двигателя основного исполнения типа АИР 100L2, предназначенного для использования в условиях умеренного климата под навесом или в неотапливаемом помещении, с креплением на лапах, с любым расположением вала, с рабочим напряжением 380 В :”Двигатель АИР 100L2 У2 IM 1081 380В ТУ16-525.564-84”														

Действительное общее передаточное отношение привода:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_a}{n_T} = \frac{1410}{80} = 17,6.$$

С целью уменьшения габаритов цепной передачи принимаем максимальное значение передаточного числа редуктора $u_{\text{зп}} = 6$.

О п р е д е л я е м :

передаточное отношение цепной открытой передачи

$$u_{\text{цп}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{зп}}} = \frac{17,6}{6} = 2,93;$$

частоту вращения ведущего вала редуктора

$$n_1 = n_a = 1410 \text{ мин}^{-1};$$

частоту вращения ведомого вала редуктора

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{zn}} = \frac{1410}{6} = 235 \text{ мин}^{-1};$$

частоту вращения вала привода

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{цп}} = \frac{235}{2,93} = 80,2 \text{ мин}^{-1}.$$

несоответствие частоты вращения выходного вала привода

$$\Delta n = \left| \frac{n_3 - n_T}{n_T} \right| \cdot 100 = \left| \frac{80,2 - 80,0}{80,0} \right| \cdot 100 = 0,2 \% < \Delta n = 4 \%.$$

Рассчитаем мощность на валах привода:

на валу двигателя

$$P_{эд} = P_{тр} = 3,3 \text{ кВт};$$

на ведущем валу редуктора

$$P_1 = P_{эд} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк} = 3,3 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 3,2 \text{ кВт},$$

на ведомом валу редуктора (на участке вала под зубчатым колесом)

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{зп} = 3,2 \cdot 0,97 = 3,1 \text{ кВт};$$

на валу привода

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_{цп} = 3,1 \cdot 0,99 \cdot 0,93 \cdot 0,99 \approx 2,8 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах:

на валу двигателя

$$T_{\text{дв}} = 9550 \frac{P_{\text{эд}}}{n_a} = 9550 \frac{3,3}{1410} = 22,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на ведущем валу редуктора

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{3,2}{1410} = 21,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на ведомом валу редуктора (на участке вала под зубчатым колесом)

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{3,1}{235} = 125,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на валу контрпривода

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \frac{2,8}{80,2} = 333,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты проведенных расчетов представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 - Результаты кинематического и энергетического расчёта привода

Вал	P , кВт	n , мин ⁻¹	T , Н·м
Вал электродвигателя	3,3	1410	22,4
Входной вал редуктора	3,2	1410	21,7
Выходной вал редуктора	3,1	235,0	125,9
Вал рабочего привода	2,8	80,2	333,4

3 Расчёт цепной передачи

В качестве исходных данных для расчета цепной передачи принимаем: передаточное число цепной передачи $U_{цеп} = 2,93$; вращающий момент на ведущей звездочке, численно равный $T_{1у} = T_1 \cdot \eta_n = 125,9 \cdot 0,99 = 124,6 \text{ Нм}$; частота вращения меньшей (ведущей) звездочки численно равна частоте вращения ведомого вала $n_{1у} = n_2 = 235 \text{ мин}^{-1}$.

С целью упрощения конструкции привода предусматриваем периодическое смазывание цепной передачи, периодическое регулирование натяжения цепи и возможность работы привода в течении двух смен в сутки.

Расчетная схема цепной передачи приведена на рисунке 3.1

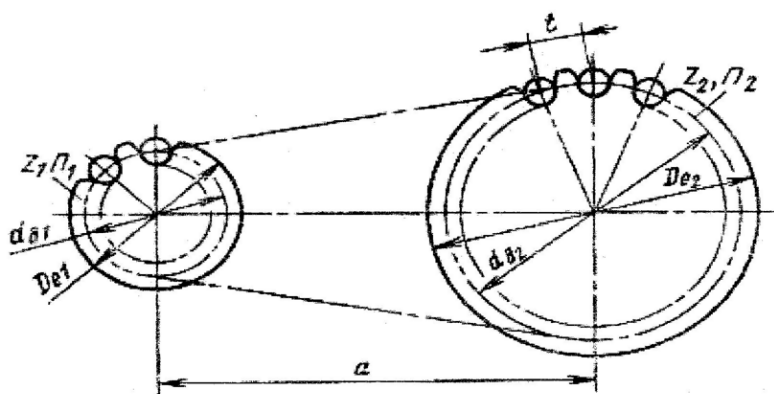


Рисунок 3.1- Расчетная схема цепной передачи

Основные расчетные формулы для цепной передачи представлены в пособии [1].

Определим число зубьев малой звездочки:

$$z_1 = 31 - 2u = 31 - 2 \cdot 2,93 = 25,14.$$

Для обеспечения равномерного изнашивания звездочек принимаем число зубьев нечетным $z_1 = 25$.

Тогда число зубьев большой звездочки будет равно:

$$z_2 = z_1 \cdot 2,93 = 25 \cdot 2,93 = 73,25.$$

Принимаем $z_2 = 73$.

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 = 73 / 25 = 2,92$$

незначительно отличается от назначенного в результате кинематического расчета

$$\Delta u = \left| \frac{u_{\text{цеп}} - u_{\text{цепф}}}{u_{\text{цепф}}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{2,92 - 2,93}{2,93} \right| \cdot 100 = 0,3\% < \Delta n = 4\%$$

Определим шаг цепи из выражения

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{эл}} \cdot K_{\text{э}}}{m_p \cdot z_1 \cdot [p]}}$$

Коэффициент эксплуатации равен [1, стр.176; Приложение Е1]

$$K_{\text{э}} = K \cdot K_a \cdot K_c \cdot K_{\gamma} \cdot K_p \cdot K_{\text{рег}},$$

где K - коэффициент, учитывающий характер нагрузки. При спокойной нагрузке принимаем $K = 1,0$;

K_a - коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния a . При конструировании можно обеспечить оптимальное значение a . По рекомендациям [1] принимаем $K_c = 1$;

K_c - коэффициент вида смазывания. При периодическом смазывании $K_c = 1,5$;

K_{γ} - коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту. При $\theta = 60^\circ$ принимаем $K_{\gamma} = 1,0$;

K_p - коэффициент режима работы. При двухсменной работе принимаем $K_p = 1,25$.

$K_{\text{рег}}$ - коэффициент способа регулирования натяжения цепи. При периодическом регулировании натяжения цепи принимаем $K_{\text{рег}} = 1,25 = 1,25$.

$$K_{\text{э}} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,25 = 2,34 .$$

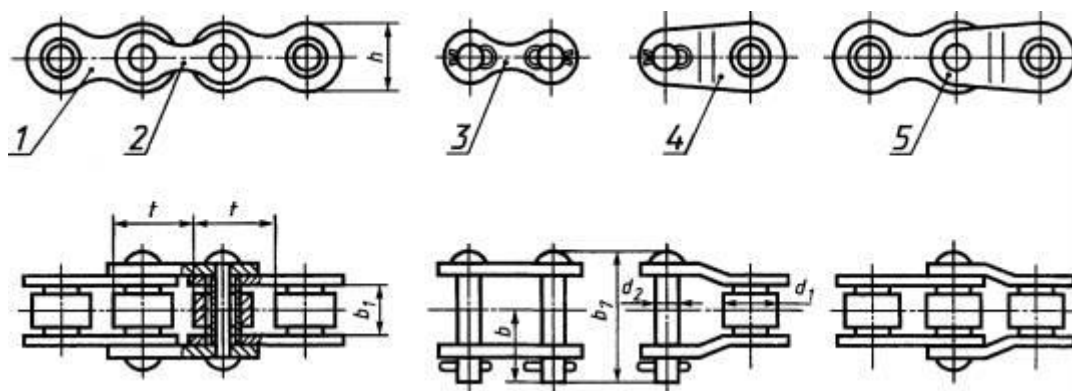
Намечаем к использованию однорядную цепь ($m_p = 1$).

Допускаемое давление в шарнирах цепи [р] зависит от шага цепи t и частоты вращения меньшей (ведущей) звездочки. Предполагая принять цепь с числом рядов $m_p = 1$ и шагами $t = 19,05 \dots 25,4$ мм из таблицы 6.19[1,приложение E2] при $n_{ш} = 235 \text{ мин}^{-1}$ путем интерполирования примем $[p] = 29 \text{ МПа}$.

Находим ориентировочное значение шага цепи

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{10^3 T_{ш} K_s}{z_1 [p] m_p}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{10^3 \times 124,6 \times 2,34}{25 \times 29 \times 1}} = 20,6 \text{ мм},$$

Принимаем однорядную цепь ПР-25,40-60,0 по ГОСТ 13568-97 (рисунок 3.2) с параметрами [1,табл.6.18; таблица E3]: шагом $t = 25,40 \text{ мм}$, с диаметром ролика $d_1 = 7,92 \text{ мм}$ с шириной внутреннего звена $B = 15,88 \text{ мм}$, с разрушающей нагрузкой $F_P = 60000 \text{ Н}$, массой 1 м цепи $q = 2,6 \text{ кг/м}$, площадью проекции опорной поверхности шарнира $A_{он} = 179,7 \text{ мм}^2$.



1 - внутреннее звено; 2 - наружное звено; 3 - соединительное звено; 4 - переходное звено; 5 - двойное переходное звено

Рисунок 3.2 - Однорядная цепь типа ПР-25,4-60,0 по ГОСТ 13568-97

Проверяем цепь по предельной частоте вращения, по износостойкости и на прочность.

Для выбранной цепи по табл. 6.21 [1; таблица Е4] максимальная частота вращения ведущей звездочки $[n_3] = 1040 \text{ мин}^{-1}$, следовательно, условие $n_{1y} = 235 \text{ мин}^{-1} < [n_3]$ выполняется.

Цепь можно считать износостойкой, если расчетное давление p в шарнирах не превышает допустимого значения $[p]$.

Определяем фактическую скорость движения цепи

$$V_y = \frac{z_1 t n_{1y}}{60 \times 10^3} = \frac{25 \times 25,4 \times 235}{60 \times 10^3} = 2,48 \text{ м / с.}$$

Мощность ,передаваемая цепной передачей

$$P_y = \frac{T_{1y} \times n_{1y}}{9550} = \frac{124,6 \times 235,0}{9550} = 3,1 \text{ кВт.}$$

Окружная сила,передаваемая цепью

$$F_{ty} = \frac{P_y}{v_y} = \frac{3,1 \times 10^3}{2,48} = 1250 \text{ Н.}$$

Расчетное давление в шарнирах цепи определяем по формуле

$$p = F_{ty} \frac{K_{\sigma}}{S_{оп}} = \frac{1250 \times 3,05}{179,7} = 21,2 \text{ МПа,}$$

где $S_{оп}$ — общая площадь проекции шарнира однорядной цепи

$$S_{оп} = m \times A_{оп} = 1 \times 179,7 = 179,7 \text{ мм}^2.$$

Условие износостойкости для выбранной цепи выполняется

$$p = 21,2 \text{ МПа} < [p] = 29 \text{ МПа.}$$

Оптимальное межосевое расстояние из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50) t = (30 \dots 50) 25,4 = 762 \dots 1270 \text{ мм.}$$

С учетом результатов предварительной компоновки привода принимаем

$$a = 800 \text{ мм.}$$

Тогда принятое межосевое расстояние в шагах цепи будет

$$a_t = \frac{a}{t} = \frac{800}{25,4} = 31,5.$$

Принимаем целое значение $a_t = 32$.

Определяем число звеньев у применяемой цепи

$$L_t = 2a_t + 0,5z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \times 32,0 + 0,5 \times 98 + \frac{7,64^2}{32,0} = 114,8.$$

где

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 25 + 73 = 98,$$

$$\Delta = \frac{(z_2 - z_1)}{2\pi} = \frac{73 - 25}{2 \times 3,14} = 7,64.$$

Принимаем целое четное число звеньев цепи $L_t = 116$. При четном числе звеньев не требуется использовать переходных звеньев, которые по прочности уступают основным и ослабляют цепь.

Длина принятой цепи

$$L = L_t \times t = 116 \times 25,4 = 2946,4 \text{ мм.}$$

Уточненное значение межосевого расстояния при принятом числе звеньев цепи

$$a = 0,25t \left[L_t - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right] = 0,25 \cdot 25,4 \times \\ \times \left[116 - 0,5 \times 98 + \sqrt{(116 - 0,5 \times 98)^2 - 8 \times 7,64^2} \right] = 828,2 \text{ мм.}$$

Для установки цепи на звездочки и свободного провисания цепи требуется возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%.

Монтажное межосевое расстояние должно быть не менее

$$a_m = a - 0,04a = a(1 - 0,04) = 828,2(1 - 0,04) = 795 \text{ мм.}$$

Проверяем выбранную цепь на прочность. Вычислим коэффициент запаса прочности цепи с разрушающей нагрузкой $F_p = 60000H$

$$S = \frac{F_p}{F_{ty}K + F_{ц} + F_f} = \frac{60000}{1250 \cdot 1,0 + 15,9 + 90,8} = 44,2$$

где нагрузка от центробежных сил при погонной массе цепи (массе 1 м цепи) $q = 2,6 \text{ кг/м}$ и окружной скорости движения ветви цепи $V_{ц} = 2,48 \text{ м/с}$.

$$F_{ц} = qv^2 = 2,6 \cdot 2,48^2 = 15,9 \text{ Н},$$

и нагрузка от провисания цепи

$$F_f = 9,81K_f qa = 9,81 \times 4,3 \times 2,6 \times 0,8282 = 90,8 \text{ Н}$$

при рассчитанном коэффициенте провисания цепи с учетом заданного угла наклона цепной передачи $\alpha = 30^\circ$.

$$k_f = 1 + 5 \cdot (90^\circ - \alpha) / 90^\circ = 1 + 5 \cdot (90^\circ - 30^\circ) / 90^\circ = 4,3$$

В зависимости от принятого шага цепи t и частоты вращения меньшей звездочки $n_{1ц} = 235 \text{ мин}^{-1}$, для цепи типа ПР [1, таблице 6.2; таблица Е5] находится интерполированием нормативного значения - $[S] = 8,6$.

Условие прочности для выбранной цепи выполняется

$$S = 44,2 = [S] = 8,6.$$

Сила от цепной передачи, нагружающая вал

$$F_{цеп} = 1,2 \times F_{ц} = 1,2 \times 1250 = 1500 \text{ Н}.$$

Размеры звездочки определяют согласно рекомендаций [1, стр.181] и должны соответствовать ГОСТ 591-69.

Диаметры звездочек: делительные диаметры:

$$d_o = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)};$$

$$d_{o1} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ / 25)} = 203,2; d_{o2} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ / 73)} = 590,69 \text{ мм};$$

При изготовления звездочек применяется материал и ТО [1, стр.184; таблица Е6] : ведущая звездочка- сталь 45, твердость 45...50 HRC, закалка ТВЧ и отпуск; ведомая звездочка - чугун СЧ 24, HB 321...424 , закалка ТВЧ и отпуск.

4. Расчет зубчатой передачи

4.1 Выбор материала зубчатых колес и определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба

С учетом требований к габаритам передачи и технологических возможностей производства, для унификации используемых в производстве материалов с учетом рекомендаций [1, стр.102; приложение Ж1] выбран материал зубчатых колес сталь 40ХН, требуемая твердость поверхности зубьев колеса $HВ_2 = 260HВ$. Для обеспечения приработки колес при принятой твердости поверхности зубьев $HВ \leq 350$ назначена разница твердостей соответственно шестерни и колеса ($HВ_1 - HВ_2$) = 15HВ.

С учетом выбранного материала и назначенной твердости выбраны термообработка, найдены [1, таблица 4.1; таблица Ж2] механические характеристики (предел прочности σ_B и предел текучести σ_T) и предельные размеры заготовок (диаметр D и ширина b).

С учетом технологических возможностей производства назначен для изготовления заготовки зубчатого колеса наиболее экономичный способ изготовления заготовок штамповкой и вид заготовки - поковки. Шестерня изготавливается совместно с валом из сортамента- круга.

При расчетах учитывались кинематические параметры передачи (частоты вращения шестерни n_1 и колеса n_2), наклон зубьев колес β , режим работы передачи, требуемы ресурс передачи L_h .

Таблица 4.1 -Исходные данные и выбор материала

Колеса	$n_{1(2)},$ мин^{-1}	Наклон зубьев	Режим	Ресурс , L_h , час	Марка стали	ТО	Твердость, $HВ_{1(2)},$	Механ. характер.стали		Заготовка для колес	
								$\sigma_B,$ МПа*	$\sigma_T,$ МПа*	Вид	Предельн. размеры
Указания к выбору	Задание к проекту и результаты кинематического расчета				[1,стр.102;при- ложение Ж1]		[1,таблица 4.3; приложение Ж1]	[1,таблица 4.1; приложение Ж2]			
Шестерня (1)	1430	$\beta \neq 0$	Т	4000	Сталь 40ХН	У	260+15=275	980	750	П	<u>$D \leq 200\text{мм};$ $b \leq 125\text{мм}$</u>
Колесо (2)	238,3	$\beta \neq 0$	Т	4000	Сталь 40ХН	У	260	800	630	П	<u>$D \leq 315\text{мм};$ $b \leq 200\text{мм}$</u>
Примечание: 1.Режимы работы: Т-тяжелый;2.Термообработка(ТО): У-улучшение; 3.Вид заготовки: П-поковка;											

Результаты расчета допускаемых контактных напряжений для шестерни и колеса по зависимостям, приведенным в [1], представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 - Результаты расчета допускаемых контактных напряжений

Наименование	Расчетная зависимость	Вычисление/Определение	Результат
1.Шестерня			
Предел контактной выносливости, $\sigma_{H \lim 1}$, МПа,	Табл.4.3[1], приложение Ж3 $2HB + 70$	$2 \cdot 275 + 70$	620
Базовое число циклов, $N_{H \lim 1}$, шт.	Табл.4.2[1] или приложение Ж4	Принято при $HB_1 = 275$	20000000
Структура материала	Стр.106[1], приложение Ж5	Принято в зависимости от ТО	Однородная
Коэффициент запаса, $S_{H \min 1}$	Стр.106[1], приложение Ж5	Принято в зависимости от структуры	1,1
Число циклов, N_{k1} , шт.	$N_{k1} = 60n_1L_h$	$60 \cdot 1430 \cdot 4000$	343200000
Коэффициент приведения K_{HE}	Табл.4.4[1], приложение Ж6	Принято в зависимости от режима работы привода	0,5
Эквивалентное число циклов, N_{HE1} , шт.	$N_{HE1} = K_{HE} N_{k1}$	$0,5 \cdot 343200000$	171600000
Коэффициент долговечности, Z_{N1}	При $N_{HE1} = 171600000 < N_{H \lim 1} = 20000000$ - не выполняется $Z_{N1} = \sqrt[6]{N_{H \lim 1} / N_{HE1}}$	$Z_N = \sqrt[20]{\frac{20000000}{171600000}} = 0.898$	Принять... $Z_{N1} < 2,6$ (1,8 – при...ТВЧ);
	При $N_{HE1} = 171600000 > N_{H \lim 1} = 20000000$ $Z_{N1} = \sqrt[20]{N_{H \lim 1} / N_{HE1}}$		Принять... $Z_{N1} \geq 0,75$ Принимаю 0,9
Допускаемое контактное напряжение для шестерни $[\sigma_H]_1$, МПа	$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \lim 1} Z_{N1}}{S_{H \min 1}}$	$\frac{620 \cdot 0,9}{1,1}$	507
1.Колесо			
Предел контактной выносливости, $\sigma_{H \lim 2}$, МПа,	Табл.4.3[1] $2HB + 70$	$2 \cdot 260 + 70$	590
Базовое число циклов, $N_{H \lim 2}$, шт.	Табл.4.2[1], приложение Ж4	Принято при $HB_2 = 260$	20000000
Структура материала	Стр.106[1], приложение Ж5	Принять с учетом ТО	Однородная
Коэффициент запаса, $S_{H \min 2}$	Стр.106[1], приложение Ж5	Принято в зависимости от структуры	1,1
Число циклов, N_{k2} , шт.	$N_{k2} = 60n_2L_h$	$60 \cdot 298,8 \cdot 4000$	57168000
Коэффициент K_{HE}	Табл.4.4[1], приложение Ж6	Принято в зависимости от режима	0,5
Эквивалентное число циклов, N_{HE2} , шт.	$N_{HE2} = K_{HE} N_{k2}$	$0,5 \cdot 57168000$	28584000
Коэффициент долговечности, Z_{N2}	При $N_{HE2} = 28584000 > N_{H \lim 2} = 20000000$ $Z_{N2} = \sqrt[20]{N_{H \lim 2} / N_{HE2}}$	$Z_N = \sqrt[20]{\frac{20000000}{28584000}} = 0.98$	Принимаю 0,98
Допускаемое контактное напряжение для колеса 2, $[\sigma_H]_2$, МПа	$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \lim 2} Z_{N2}}{S_{H \min 2}}$	$\frac{590 \cdot 0,98}{1,1}$	526,0

В косозубых цилиндрических передачах в качестве расчетного допускаемого контактного напряжения выбирают меньшее из двух, рассчитанных по зависимостям:

$$[\sigma_H]_p = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45 \cdot (507,0 + 526,0) = 465,0 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_p = 1,25 \cdot [\sigma_{H2}] = 1,25 \cdot 526,0 = 657,5 \text{ МПа}.$$

Окончательно выбираем значение расчетного допускаемого контактного напряжения

$$[\sigma_H]_p = 465,0 \text{ МПа}.$$

Результаты расчета допускаемых напряжений изгиба для шестерни и колеса по зависимостям, приведенным в [1], представлены в таблице 4.3 .

Таблица 4.3 -Результаты расчета допускаемых напряжений изгиба

Наименование	Расчетная зависимость	Вычисление/Определение	Результат
1.Шестерня			
Предел выносливости при изгибе, $\sigma_{F \lim 1}$, МПа,	Табл.4.3[1], таблица Ж3	1,8·277	499,0
	1,8НВ		
Коэффициент запаса, $S_{F \min 1}$	Табл.4.3[1], таблица Ж3	Принято для ТО -:улучшение	1,75
Базовое число циклов, $N_{F \lim 1}$, шт.	Стр.107[1], таблица Ж4	Для стальных колес	4000000
Число циклов, N_{k1} , шт.	$N_{k1} = 60n_1L_h$	60·1430·4000	343200000
Коэффициент приведения K_{HE}	Табл.4.4[1], таблица Ж6	Принято для тяжелого режима	0,5
Эквивалентное число циклов, N_{HE1} , шт.	$N_{HE1} = K_{HE} N_{k1}$	0,5·343200000	171600000
Коэффициент долговечности, Y_{a1}	Стр.106[1]	$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4000000}{171600000}} = 0.94$ Принимаем для НВ≤350НВ $Z_{N1} = 1.0$	1,0
	При НВ=275≤350НВ $1 \leq Y_{N1} = \sqrt[6]{N_{F \lim 1} / N_{FE1}} \leq 4$		
Коэффициент реверсивности, Y_{a1}	Стр.106[1]	Принято для нереверсивной передачи	1,0
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни $[\sigma_F]_1$, МПа	$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \lim 1} Y_{N1} Y_{a1}}{S_{F \min 1}} \leq 4$	$\frac{499,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,75}$	285,0
2.Колесо			
Предел выносливости при изгибе, $\sigma_{F \lim 2}$, МПа,	Табл.4.3[1], таблица Ж3	1,8·260	468,0
	1,8НВ		

Окончание таблицы 4.3

Коэффициент запаса, $S_{F \min 2}$	Табл.4.3[1], таблицы Ж3,Ж7	Принято для ТО:улучшение и поковки	1,75
Базовое число циклов, $N_{F \lim 2}$, шт.	Стр.107[1], таблица Ж4	Для стальных колес	4000000
Число циклов, N_{k2} , шт.	$N_{k2} = 60n_2L_h$	$60 \cdot 298,8 \cdot 4000$	57168000
Коэффициент K_{HE}	Табл.4.4[1], таблица Ж6	Принять в зависимости от режима	0,5
Эквивалентное число циклов, N_{HE2} , шт.	$N_{HE2} = K_{HE} N_{k2}$	$0,5 \cdot 57168000$	28584000
Коэффициент долговечности, Y_{a2}	Стр.106[1] $1 \leq Y_{N2} = \sqrt[6]{N_{F \lim 2} / N_{FE2}} \leq 4$	$\sqrt[6]{\frac{4000000}{57168000}} = 0,64$ Принимаем для $HV \leq 350 HV$ $Z_{N2} = 1,0$	1,0
Коэффициент реверсивности, Y_{a2}	Стр.106[1], таблица Ж7	Принято для нереверсивной передачи	1,0
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни $[\sigma_F]_2$, МПа	$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \lim 2} Y_{N2} Y_{a2}}{S_{F \min 2}} \leq 4$	$\frac{468 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,75}$	267,0

4.2 Определение геометрических параметров передачи и сил в зацеплении

В качестве расчетных данных для расчета геометрических параметров передачи принимают: вращающий момент на ведомом валу редуктора

$T_2 = 125,9 H \cdot м$, значение допускаемого контактного напряжения $[\sigma_{HP}] = 465 МПа$

Ориентировочно межосевое расстояние равно [1, формула 4.49]

$$a_w = K_\alpha (U_T + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{HB} T_2 10^3}{\psi_{ba} U_{цил}^2 [\sigma_H]_p^2}},$$

$K_a = 43 МПа^{1/3}$ - числовой коэффициент для прямозубых колес. [1, с.188];

$K_{H\beta} = 1,1$ - коэффициент концентрации нагрузки [1, рисунок 4.4];

$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (U_T + 1) = 0,5 \times 0,4 (6 + 1) = 1,4$ [1, формула 4.10];

$\psi_{ba} = 0,4$ [1, таблица 4.10; приложение 32] для передачи с колесами, симметрично расположенными относительно опор

$$a_w = K_\alpha (U_T + 1) \sqrt[3]{\frac{K_{HB} T_2 10^3}{\psi_{ba} U_{цил}^2 [\sigma_H]_p^2}} = 43 \times (6 + 1) \sqrt[3]{\frac{125,9 \cdot 1,1 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 6^2 \cdot 468^2}} =$$

$$= 106,3 \text{ мм.}$$

Для мелкосерийного производства принимаем межосевое расстояние $a_w = 110$ из ряда линейных размеров Ra 40 ГОСТ 6636-69 [Таблица 3 1].

Определяем ширину венца зубчатого колеса:

$$b_w = b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 108 = 44,0 \text{ мм.}$$

Принимаем из ряда линейных размеров $b_2 = 45$ мм

Ширина венца шестерни должна быть не менее [1, формула 4.11]

$$b_1 = b_2 + (3...5) = 45 + 3 = 48 \text{ мм}$$

и соответствовать ряду линейных размеров Ra 40 ГОСТ 6636-69.

Определяем значение модуля [1, с.120; приложение 3 3];

$$m_n = (0,01...0,02) \cdot a_w = (0,01...0,02) \cdot 110 = 1,1...2,2.$$

В практических расчетах минимальное значение модуля устанавливают исходя из прочности зуба на изгиб

$$m_n = 0,1a_w \frac{U_{\text{цил}}}{(U_{\text{цил}} + 1)^2} = 0,1 \cdot 110 \cdot \frac{6}{(6+1)^2} = 1,35 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 $m_n = 1,5$ мм [1, таблица 4.13; таблица 3 4].

Предварительно задаём угол наклона зубьев $\beta = 14^\circ$. Тогда суммарное число зубьев [1, формула 4.15]

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 110 \cdot \cos 14^\circ}{1,5} = 143,1 \text{ мм.}$$

Принимаем 143 .

Число зубьев шестерни [1, формула 4.15].

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{(U_{\text{цил}} + 1)} = \frac{143}{6+1} = 20,4.$$

Принимаем $Z_1 = 20$.

Число зубьев колеса будет

$$Z_2 = Z_1 - Z_1 = 143 - 20 = 123$$

Уточняем угол наклона зубьев :

$$\cos \beta = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot a_w} = \frac{1,5 \cdot (20 + 123)}{2 \cdot 110} = 0,975$$

$$\beta = 14,3^\circ.$$

Значение угла наклона зубьев находится в рекомендуемых пределах $\beta = 8...18^\circ$.

Действительное значение передаточного числа равно

$$U_{\text{цил ф}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{123}{20} = 6,15$$

Отклонение действительного передаточного числа привода

$$\Delta U_{\text{пр}} = \frac{(U_{\text{цил ф}} - U_{\text{цил}})}{U_{\text{цил}}} \cdot 100 \% = \frac{(6,15 - 6,0)}{6,0} \cdot 100 \% = 2,5 \%$$

не превышает допускаемого [2, с. 35] значения $\Delta U_{\text{п}} = \pm 4 \%$.

Определяем делительные диаметры колёс , нарезанных без смещения (коэффициенты смещения ($x_{1(2)} = 0$)

$$d_1 = \frac{Z_1 m}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 20}{0,975} = 30,8 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{Z_2 m}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 123}{0,975} = 189,2 \text{ мм}.$$

Уточняем межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (30,8 + 189,2) = 110 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей выступов:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 30,8 + 2 \cdot 1,5 = 33,8 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 189,2 + 2 \cdot 1,5 = 192,2 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 30,8 - 2,5 \cdot 1,5 = 27,1 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 189,2 - 2,5 \cdot 1,5 = 185,5 \text{ мм}.$$

Окружная скорость в зацеплении:

$$g = \frac{d_1 \pi n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 30,8 \cdot 1410}{60000} = 2,28 \text{ м/с}.$$

По рекомендациям [1, таблица 4.6; таблица 3 5] выбираем 9 – ю степень точности передачи.

Определяем силы, действующие в зацеплении [1, формулы 4.22].

Окружная сила

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 125,9 \cdot 1000}{189,2} = 1330,9 \text{ Н};$$

Радиальная

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = \frac{1330,9 \cdot 1 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 14,7} = 443,5 \text{ Н};$$

Осевая

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1330,9 \cdot \operatorname{tg} 14,3 = 304,1 \text{ Н}.$$

Определяем расчётное контактное напряжение [1, формула 4.23]

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_{t1} K_H (U_{\text{цил}} + 1)}{U_{\text{цил}} b_2 d_1}},$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материала

[1, с. 124];

Для стальных колес $Z_E = 192$ [1,стр.124]

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей.

Для стальных колес $Z_E = 192$ [1,с.124].

При значении коэффициента осевого перекрытия [1,стр.124]

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{\pi m} = \frac{45 \cdot \sin 14,7}{3,14 \cdot 1,5} = 2,19 > 1 \text{ [1,с.124];}$$

коэффициент Z_ε равен

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1,69}} = 0,77$$

где коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_a = [1,88 + 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta = [1,88 - 3,22(\frac{1}{20} + \frac{1}{123})] \cdot \cos 14,7 = 1,69.$$

Из теории зубчатого зацепления с учетом определений по ГОСТ 16530-83 делительный угол профиля в торцовом сечении

$$\alpha_t = \arctg \frac{\tan 20}{\cos \beta} = \arctg \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14,3} = 20,48^\circ,$$

основной угол наклона

$$\beta_B = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ) = \arcsin(\sin 14,3 \cdot \cos 20) = 13,47^\circ.$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_B}{\tan \alpha_{tw}}} = \frac{1}{\cos 20,57} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 13,47}{\tan 20,48}} = 2.42$$

при $\alpha_t = \alpha_{tw}$ для передачи без смещения ($x = 0$).

Определим коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\nu}.$$

Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, зависит от окружной скорости колес и степени точности передачи. При $\vartheta = 2,28 \text{ м/с}$ и степени точности 9 значение коэффициента $K_{H\alpha} = 1,13$. [1, стр.110; таблица 3 6]

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий зависит для одноступенчатого редуктора от коэффициента ширины ψ_{bd} и твердости зубьев. При твердости зубьев HB < 350

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{44}{30,85} = 1,43.$$

значение коэффициента определяется по графику [1, рисунок 4,4; таблица 3 7] и равно $K_{H\beta} = 1,1$

Коэффициент динамической нагрузки $K_{H\gamma}$ зависит от степени точности колес, твердости поверхностей зубьев и окружной скорости вращения. При степени точности 9, твердости зубьев HB < 350 и скорости $\vartheta = 2,27 \text{ м/с}$ значение коэффициента $K_{H\gamma} = 1,04$ [1, таблица 4.8; таблица 3 8].

Значение коэффициента нагрузки

$$K_H = 1,04 \cdot 1,1 \cdot 1,13 = 1,29.$$

Расчётные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_{t1} K_H (U_{\text{цил}} + 1)}{U_{\text{цил}} b_2 d_1}}$$

$$\sigma_H = 192 \cdot 0,77 \cdot 2,42 \sqrt{\frac{1330,9 \cdot 1,29 \cdot (6 + 1)}{6 \cdot 45 \cdot 30,8}} = 430,0 \text{ МПа.}$$

Условие прочности по контактным напряжениям для выбранной цепи выполняется

$$\sigma_H = 430,0 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{\Pi} = 465,0 \text{ МПа}.$$

Недогрузка передачи не превышает допустимое значение

$$\Delta \sigma_H = \left| \frac{\sigma_H - [\sigma_H]_T}{[\sigma_H]_T} \right| \times 100\% = \left| \frac{465,0 - 430,0}{465,0} \right| \cdot 100 = 7,5\% < \Delta n = 15\%.$$

Выполним проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба [1, формула 4.25]:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_F}{d_1 b_2 m} \leq [\sigma_F]$$

где Y_F — коэффициент формы зуба, выбираем по рисунку 4.7 [1] в зависимости

от приведенного числа зубьев: $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$;

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 14,3^\circ} = 21,6$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{123}{\cos^3 14,3^\circ} = 132,7;$$

и коэффициента смещения передачи x_1 и x_2 .

Коэффициенты смещения передачи без смещения $x_1 = x_2 = 0$. Тогда по графику [1, рисунок 4.7; приложение 3 9] коэффициенты формы зуба равны: $Y_{F1} = 4,08$; $Y_{F2} = 3,62$;

При найденном ранее значении коэффициента торцевого перекрытия $Y_\varepsilon = 1,7$ коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_a} = \frac{1}{1,69} = 0,6.$$

При найденном ранее значении угла наклона зубьев $\beta = 14,3^\circ$ коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев коэффициент, учитывающий наклон зубьев Y_β

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - \frac{14,3^\circ}{120^\circ} = 0,88.$$

Определим коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv}.$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, зависит от окружной скорости колес и степени точности передачи. При $\vartheta = 2,28 \text{ м/с}$ и степени точности 9 значение коэффициента [1,таблица 4.5; таблица 3 6] $K_{F\alpha} = 1,35$.

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий зависит для одноступенчатого редуктора от коэффициента ширины ψ_{bd} и твердости зубьев. При твердости зубьев $\text{HB} < 350$

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{44}{30,85} = 1,43.$$

Значение коэффициента определяется по графику [1,рисунок 4.4;приложение 3 7] и равно $K_{F\beta} = 1,2$.

Коэффициент динамической нагрузки $K_{F\vartheta}$ зависит от степени точности колес, твердости поверхностей зубьев и окружной скорости вращения. При степени точности 9, твердости $\text{HB} < 350$ и скорости $\vartheta = 2,28 \text{ м/с}$ значение коэффициента $K_{Hv} = 1,10$ [1,таблица 4.9; таблица 3 10].

Значение коэффициента нагрузки:

$$K_F = 1,35 \cdot 1,2 \cdot 1,10 = 1,78.$$

Проверку производят для менее прочного колеса. Определяем менее прочный зуб соотношению ([1,стр. 123]

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{285}{4,08} = 69,9 < \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{267,0}{3,62} = 73,8.$$

Менее прочным является зуб шестерни. Следовательно, проверочный расчет на изгиб производим по шестерне.

Напряжения изгиба для колеса

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 21,7 \cdot 10^3 \cdot 4,08 \cdot 0,6 \cdot 0,88 \cdot 1,78}{30,8 \cdot 45 \cdot 1,5} = 80,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 80,0 < [\sigma_F]_4 = 267,0 \text{ МПа}.$$

5 Эскизная проектирование редуктора

5.1 Общие сведения о проектировании

При известной кинематической схеме редуктора, найденных параметрах передач требуется принять принципиальные решения по конструкции редуктора: выбрать конструктивного варианта исполнения подшипниковых узлов и исполнения корпуса; определить типы применяемых подшипников, способы их регулировки и смазывания; задать способы фиксации деталей; назначить расстояния между элементами конструкции и размеры, которые не могут быть определены расчетом; обеспечить собираемость

редуктора, регулировку зацепления и обеспечить надежную смазку всех трущихся сопряжений.

В результате анализа известных конструкций редукторов [4,приложение В2] в качестве прототипа для проектирования – редуктор цилиндрический одноступенчатый горизонтальный с классическим корпусом.

В результате анализа известных конструкций приводов [4,приложение В2] в качестве прототипа для проектирования выбран привод в составе электродвигателя, редуктора и вала контрпривода, собранных на сварной раме. Рама монтируется на бетонном основании по месту установки привода.

5.2 Выбор типа применяемых подшипников качения

В зубчатой передаче редуктора применены косозубые зубчатые колеса и в зацеплении наряду с радиальной силой $F_{r1} = F_{r2} = 443,5H$ действует осевая сила $F_{a1} = F_{a2} = 304,1H$.

Отношение

$$\frac{F_{a3}}{F_{r3}} = \frac{304,1}{443,5} = 0,69.$$

Следовательно, в опорах быстроходного и тихоходного валов могут быть применены радиально-упорные однорядные роликовые подшипники легкой серии. По сравнению с роликовыми подшипниками качения эти подшипники отличаются меньшей стоимостью и не требуют регулировки в процессе эксплуатации.

В связи с тем, что отношение $F_a / F_r > 0,25$ применена схема установки подшипников “враспор” [3, с.54].

Вал контрпривода связан с ведомым валом редуктора цепной передачей, с валом приводимой машины через втулочно-пальцевую муфту. Осевые нагрузки на опоры отсутствуют. В связи с применением сварной рамы в сочетании с бетонным основанием возможен перекосяк вала относительно друг друга при установке рамы.

Следовательно, в опорах вала контпривода могут быть применены радиальные шариковые сферические двухрядные подшипники легкой серии.

5.3 Выбор способа смазки редуктора

Конструкцию редуктора во многом определяет способ смазки его подшипников и зубчатых колес.

По результатам расчетов окружная скорость вращения зубчатого колеса $v = 2,28 \text{ м/с}$.

Данная скорость не превышает предельной [4,с.234] скорости $v = 12 \text{ м/с}$ и может быть применена смазка погружением колес в масляную ванну. Скорость $v = 2,28 \text{ м/с}$ достаточна для смазывания всех зубчатых колес и подшипников масляным туманом при погружении тихоходного колеса в масло.

5.4 Конструирование валов

Целью конструирования является определение диаметров ступенчатых валов на всех участках. В качестве исходных данных используются рассчитанные в п.5.3.1. в ходе ориентировочного расчета диаметры “опасных” участков.

При назначении диаметров участков приняты следующие предпосылки: с целью облегчения монтажа сопряженных с валом изделий и задания их однозначного расположения на валу сам вал выполняется ступенчатым; диаметры участков вала под стандартные изделия назначают с учетом их посадочных диаметров, а именно: радиально-упорных шариковых подшипников качения по ГОСТ 831-75; манжет по ГОСТ 8752-79; муфт, например втулочно-пальцевых, по ГОСТ 21424-93; диаметр участка вала под стандартную муфту, соединяющий этот вал с другим валом стандартного изделия, например, электродвигателя, назначается с учетом положений стандарта на муфту, в котором прописано, что в стандартной муфте

допускается сочетание полумуфт с разным посадочным диаметром отверстий только в пределах одного номинального крутящего момента для муфты(п.10 ГОСТ 21424-93);

высота упорных буртиков под подшипники принимается больше высоты фаски внутреннего кольца подшипника и меньше высоты внутреннего кольца на величину a , где a – не менее 2 мм;

высота упорных буртиков для других сопрягаемых изделий (ступиц зубчатых колес , муфты и звездочки принимается в зависимости от посадочного диаметра по рекомендациям в табл.14.7 [2];

длины участков валов, на которые садятся стандартные изделия, назначают по соответствующим стандартам. В частности, для участков под втулочно – пальцевые муфты – по ГОСТ 21424-93;

длины участков валов, на которые садятся нестандартные изделия ,в нашем случае зубчатые колеса и ведущая звездочка цепной передачи,. принимают в зависимости от диаметра вала d_B на посадочном участке

$$L_{CT} = (1, 2 \dots 1, 5) d_B$$

для всех участков вала, кроме участков под стандартные изделия, диаметры и длины участков назначают с учетом ряда линейных диаметров по ГОСТ 6636-69 [3.таблица П4; приложение Г].

На быстроходном валу шестерни целесообразно выполнить заодно с валом только в случае, если будет выполняться условие(рисунок 5.1)

$$\Delta = \frac{d_{f1}}{2} - \left(\frac{d_B}{2} + t_2 \right) > 2,5 \quad (5.1)$$

где

d_{f1} - диаметр впадин шестерни в мм;

d_B – диаметр вала в месте размещения шестерни в мм;

t_2 – глубина впадины в ступице при посадке ступицы на вал диаметром

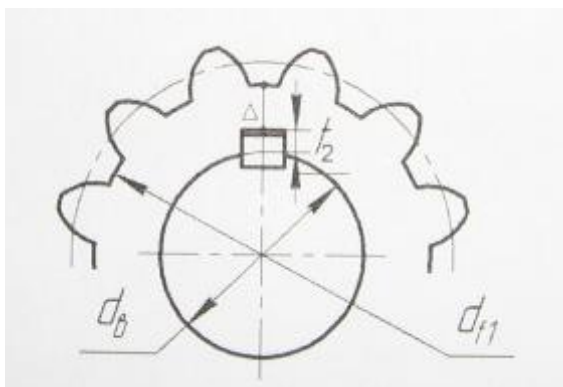


Рисунок 5.1- Обоснование использования съемной шестерни

Конструирование длин участков быстроходного и тихоходного валов, выступающих из корпуса редуктора, продолжают после выполнения компоновки и разработки корпуса редуктора.

При разработке конструкции валов принимают во внимание не только технологию монтажа и демонтажа устанавливаемых на вал деталей и узлов, но и технологию обработки поверхностей ступеней.

При конструировании валов стараются уменьшить массу детали, упростить технологию изготовления, обеспечить достаточную усталостную прочность детали путем обоснованного выбора размеров и конструктивных решений [3, с.9] по уменьшению концентрации напряжений в местах изменения диаметра вала.

В результате анализа известных конструкций валов [4, приложение КГ (рисунки К 1, К2] в качестве прототипа для проектирования выбран вал с несъемной шестерней и цилиндрическим концом (рисунок 5.2).

5.4.1 Конструирование ведущего вала

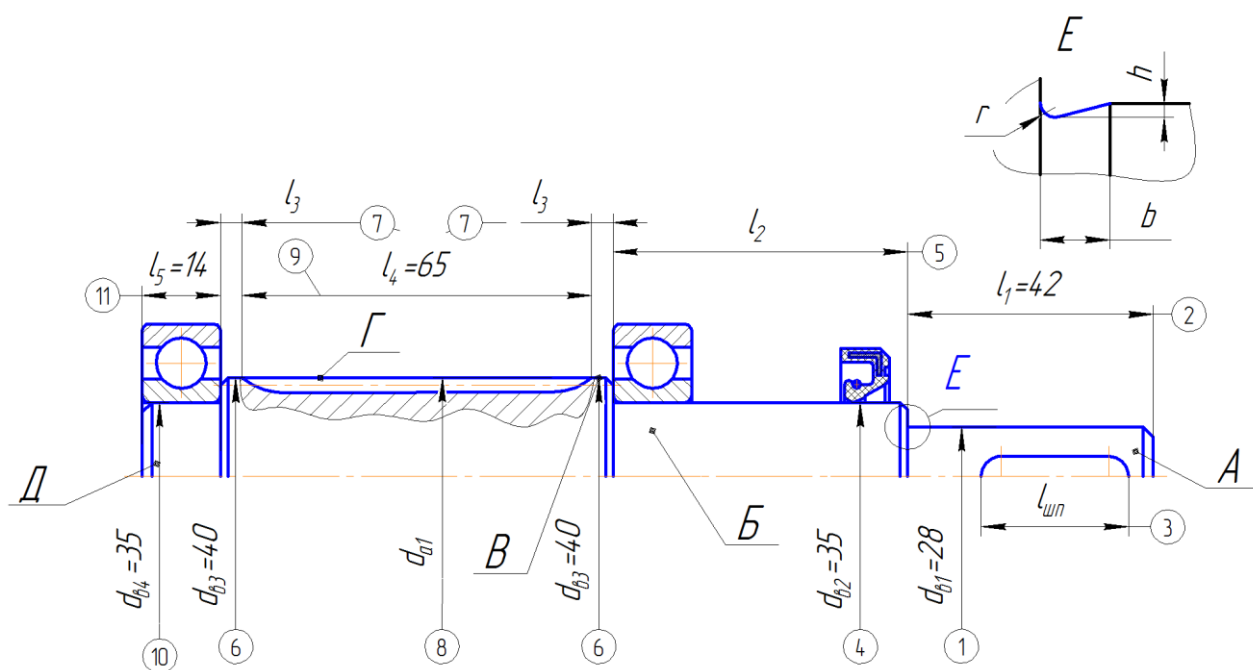


Рисунок 5.2 - Вал ведущий

Участок А. Выходной конец вала предназначен для установки стандартной втулочно-пальцевой муфты по ГОСТ 21424-93, соединяющей ведущий вал редуктора с валом электродвигателя диаметром. и выполняется цилиндрическим.

Позиция 1. Диаметр этого участка вала d_{a1} определяется в результате ориентировочного расчета на статическую прочность ,условно только на кручение вращающим моментом $T_{дв} = 22,4 \text{ Нм}$, по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau]_{кр} = 20 \text{ МПа}$ [3,с.16]

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \times [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{22400}{0,2 \times 20}} = 17,25 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр первой ступени вала по ГОСТ 12080-66 из первого предпочтительного ряда для стандартных цилиндрических концов валов - $d_{a1} = 25 \text{ мм}$ [3.таблица П4; приложение Г]. При таком диаметре вал редуктора может быть соединен с валом электродвигателя с диаметром $d_{до} = 28 \text{ мм}$ через

стандартную втулочно- пальцевую муфту по ГОСТ 21424-93 с номинальным моментом $T_{PH} = 125 \text{ Нм}$ [2, Приложение И1]

Позиция 2. Длина $l_1 = 42$ мм первой ступени А должна быть достаточной для размещения полумуфты стандартной муфты и согласно ГОСТ 12080-66 при диаметре вала $d_{e1} = 25 \text{ мм}$ равна $l_1 = 42$ [Таблица К 3].

Позиция 3. На этом цилиндрическом участке конца вала пальцевой фрезой выполняется шпоночный паз под призматическую шпонку длиной $l_{шп} = 32$ мм на 10 мм меньше длины цилиндрического участка [2, с.58; Таблица К 5].

Участок Б. По этому участку вала производится уплотнение подшипникового узла стандартной резиновой армированной манжетой 2 по ГОСТ 8752-79 исполнения 1 из резины группы 1 и садится радиально-упорный шариковый подшипник особо легкой серии по ГОСТ 831-75.

При проведении регламентных ремонтных работ может потребоваться демонтаж манжеты и ее установка на вал без снятия шпонки на участке вала А. Выбранная шпонка выступает над поверхностью вала на величину $h - t_1 = 7 - 4 = 3 \text{ мм}$, где высота выбранной шпонки $h = 9,0$ мм и глубина паза на валу $t_1 = 5,5$ мм. [2, с.58; Таблица К 5].

Для беспрепятственного снятия манжеты и подшипника без демонтажа шпонки следует принять диаметр участка Б не менее

$$d_{e2} \geq d_{e1} + 2(h - t_1) = 25 + 2 \cdot (7 - 4) = 31 \text{ мм}$$

Согласно рекомендуемым значениям [таблица К7] диаметр буртика для упора муфты должен быть не менее

$$d_{e2} \geq 32 \text{ мм.}$$

Позиция 4. Принимаем диаметр вала $d_{e2} = 35 \text{ мм}$. На этом участке садится манжета с обозначением “Манжета 1.1-35×47-1 ГОСТ 8752-79” [4, с.118; таблица Л1] и подшипник № 36107 [2, с.350; таблица М2].

Позиция 5. Длина ступени l_2 зависит от следующих осевых размеров: ширины манжеты b и размера крышки подшипника, размера гнезда подшипника. Определяется в результате второго этапа компоновки редуктора.

Участок В. Буртик предназначен для упора внутреннего кольца подшипника

Позиция 6. Диаметр буртика $d_{\epsilon 3}$ должен быть достаточен для упора и фиксации на валу внутреннего кольца подшипника и мазеудерживающего кольца (при его наличии). Принимают для подшипника № 36107 по таблице 7.10.3 [4] с учетом ряда линейных размеров в таблице Г1 $d_{\epsilon 2} = 40 \text{ мм}$.

Позиция 7. Ширина участка l_3 принимается при компоновке редуктора.

Участок Г. Предназначен для нарезки зубьев шестерни.

Позиция 8. Диаметр участка вала протачивается по ширине шестерни до диаметра окружности выступов шестерни $d_{a1} = 33,8 \text{ мм}$.

Позиция 9. Длина участка l_4 должна быть достаточна для размещения нарезки зубьев шестерни шириной b_1 и выхода зубонарезного инструмента -
 $l_4 \geq b_1 + 2l_{\epsilon}$.

При использовании для нарезки зубьев червячной фрезы диаметром $D_{\phi} = 25 \text{ мм}$, найденных ранее диаметрах выступов $d_{a1} = 33,8 \text{ мм}$ и впадин $d_{f1} = 27,1 \text{ мм}$ шестерни, значение участка для выхода инструмента находится из выражения

$$l_{\epsilon} = \sqrt{\left(\frac{d_{a1} - d_{f1}}{2}\right) \left(D_{\phi} - \left(\frac{d_{a1} - d_{f1}}{2}\right)\right)} = \sqrt{\left(\frac{33,8 - 27,1}{2}\right) \left(25 - \left(\frac{33,8 - 27,1}{2}\right)\right)} = 8,5 \text{ мм}$$

Червячная фреза для нарезания зубьев выбиралась в зависимости от модуля m и степени точности нарезаемой шестерни. При $m = 1,5 \text{ мм}$ и степени точности 9 применена фреза диаметром $D_{\phi} = 25 \text{ мм}$ (таблица К 10).

Следовательно длина участка l_4 должна быть не менее

$$l_4 \geq b_1 + 2l_e = 48 + 2 \times 8,5 = 65 \text{ мм}.$$

Участок Д. Предназначен для установки второго подшипника № 36107.

Позиция 10. Принимаем диаметр вала $d_{64} = 35 \text{ мм}$.

Позиция 11. Длину участка вала l_5 назначаем равной ширине внутреннего кольца подшипника $B = 14 \text{ мм}$. [2, с.350; таблица М2].

Переходной участок вала Е. Предназначен для выхода инструмента при обработке ступени с меньшим диаметром $d_{61} = 25 \text{ мм}$.

Учитывая высокую жесткость и малую длину вала на переходных участках между двумя смежными ступенями выполняют канавки. Размеры канавок выбраны в зависимости от диаметра меньшей ступени $d_{61} = 25 \text{ мм}$ [5, с.28; таблица К9]: $b = 3 \text{ мм}$, $h = 0,25 \text{ мм}$, $r = 1 \text{ мм}$.

На остальных переходных участках вала для выхода инструмента также выполняют канавки. Их размеры определены аналогично согласно [5, с.28; таблица К9].

5.4.2 Конструирование ведомого вала

Участок А. Выходной конец вала предназначен для установки ведущей звездочки цепной передачи и выполняется цилиндрическим.

Позиция 1. Диаметр этого участка вала d_{62} определяется в результате ориентировочного расчета на статическую прочность, условно только на кручение вращающим моментом $T_1 = 125,9 \text{ Нм}$, по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau]_{кр} = 20 \text{ МПа}$ [3, с.16]

$$d_{61} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \times [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{125900}{0,2 \times 20}} = 31,46 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр первой ступени вала по ГОСТ 12080-66 из первого предпочтительного ряда для стандартных цилиндрических концов валов - $d_{\phi 1} = 32 \text{ мм}$ [3.таблица П4; таблица Г 1]

Позиция 2. Длина l_1 мм первой ступени А ,то есть цилиндрического конца вала,принимают по ГОСТ 12080-66 $l_1 = 58 \text{ мм}$ при диаметре вала $d_{\phi 21} = 32 \text{ мм}$ [Таблица К 3].

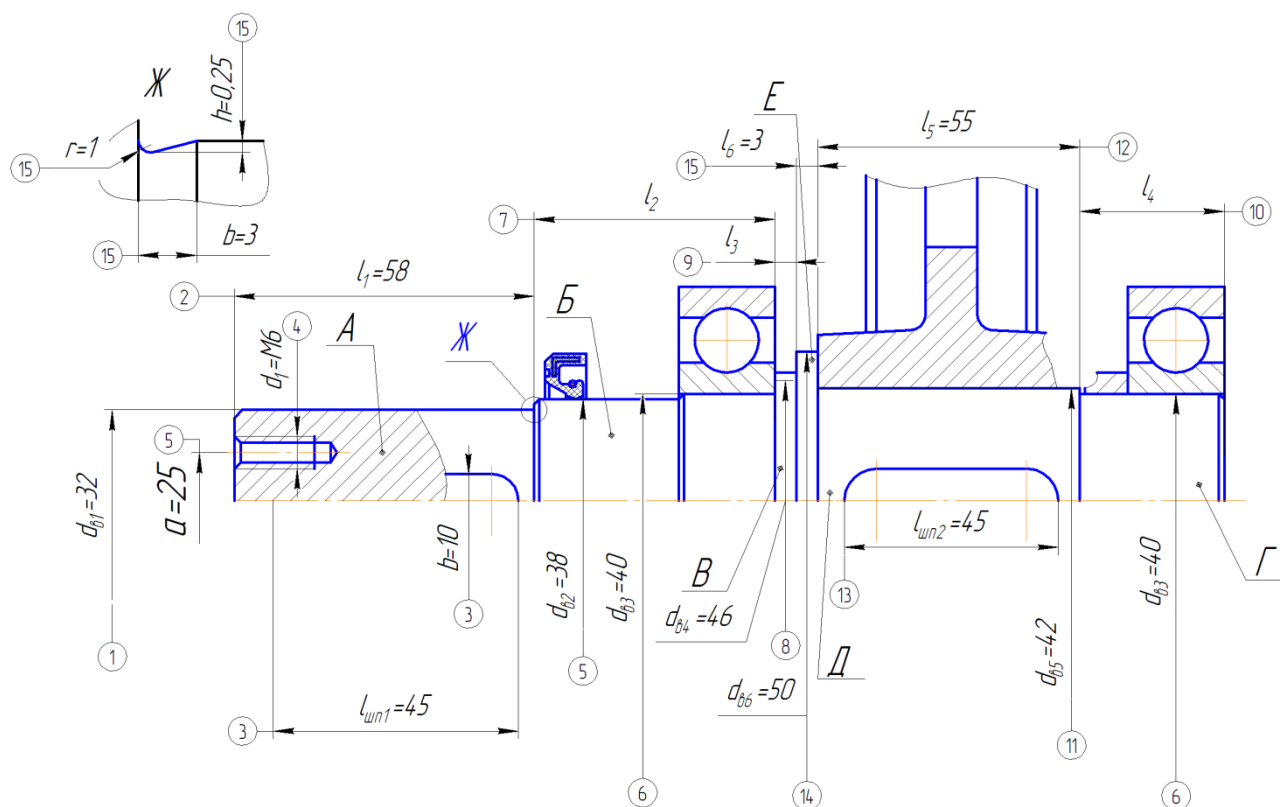


Рисунок 5.3 - Вал ведомый

Позиция 3. На этом участке пальцевой фрезой фрезеруется шпоночный паз длиной $l_{\phi n1} = 45 \text{ мм}$, шириной $b = 10 \text{ мм}$ и глубиной $t_1 = 5 \text{ мм}$ по ГОСТ 23360-78 [2,с.58;Таблица К 5].

Позиция 4. На выходном конце вала садится ведущая звездочка цепной передачи. Осевое крепление звездочки на валу осуществляется концевой шайбой. Для крепления шайбы в торце вала выполнена 2 резьбовых отверстия диаметра $d_1 = M6$ мм под болты по ГОСТ 7798-70 на расстоянии $a = 25$ мм [4, с. 71; таблица К 11].

Участок Б. По этому участку вала производится уплотнение подшипникового узла стандартной резиновой армированной манжетой по ГОСТ 8752-79 и садится радиально-упорный шариковый подшипник особо легкой серии по ГОСТ 831-75.

При проведении регламентных ремонтных работ может потребоваться демонтаж манжеты и ее установка на вал без снятия шпонки на участке вала А. Выбранная шпонка выступает над поверхностью вала на величину $h - t_1 = 8,0 - 5,0 = 3,0$ мм, где высота выбранной шпонки $h = 8,0$ мм и глубина паза на валу $t_1 = 5,0$ мм [2, с. 58; Таблица К 5]

Для беспрепятственного снятия манжеты и подшипника без демонтажа шпонки следует принять диаметр участка Б не менее

$$d_{\phi 2} \geq d_1 + 2(h - t_1) = 32 + 2 \cdot (8 - 5,0) = 38 \text{ мм}$$

Позиция 5. Принимаем диаметр вала $d_{\phi 2} = 38 \text{ мм}$. На этом участке садится манжета с обозначением “Манжета 1.1-38×60-1 ГОСТ 8752-79” [4, с. 118; таблица Л1] [2, с. 350; таблица М2].

Позиция 6. Принимаем диаметр вала $d_{\phi 3} = 40 \text{ мм}$. На этом участке садится радиально-упорный подшипник легкой серии № 36208 [2, с. 350; таблица М2].

Позиция 7. Длина ступени l_2 зависит от следующих осевых размеров: ширины манжеты b и размера крышки подшипника, размера гнезда подшипника. Определяется в результате второго этапа компоновки редуктора.

Участок В. Буртик предназначен для упора внутреннего кольца подшипника

Позиция 8. Диаметр буртика $d_{\phi 4}$ должен быть достаточен для упора и фиксации на валу внутреннего кольца подшипника и мазеудерживающего

кольца . Принимают для подшипника № 36208 по таблице 7.10.3 [4] с учетом ряда линейных размеров в таблице Г1 $d_{\text{в}3} = 46 \text{ мм}$.

Позиция 9. Длина участка l_3 должна быть достаточна для размещения лап съемника при демонтаже подшипника и окончательно принимается при втором этапе компоновки редуктора.

. **Участок Г.** На этом участке вала $d_{\text{в}4} = 40 \text{ мм}$ (позиция 8) садится второй радиально-упорный шариковый подшипник особо легкой серии по ГОСТ 831-75 № 36208 и дистанционная втулка.

Позиция 10. Длина ступени l_4 зависит от следующих осевых размеров: ширины подшипника, размера гнезда подшипника, ширины ступицы колеса зубчатого колеса и ее положения на валу. Определяется в результате второго этапа компоновки редуктора.

Участок Д. Предназначен для размещения ступицы зубчатого колеса.

Позиция 11. С целью облегчения монтажа зубчатого колеса на вал диаметр $d_{\text{в}5}$ участка Д принимают больше диаметра $d_{\text{в}3}$. Принимаем $d_{\text{в}5} = 42 \text{ мм} > 40 \text{ мм}$ по ГОСТ 6636-69 из первого предпочтительного ряда в таблице Г1.

Позиция 12. С целью надежной фиксации зубчатого колеса длина участка l_5 принимается на 3 мм меньше ширины ступицы колеса $L_{\text{СТ}}$. В свою очередь ширина ступицы должна быть не менее ширины венца $b_2 = 44 \text{ мм}$ и удовлетворять условию $L_{\text{СТ}} = (1, 0 \dots 1, 50) d_{\text{в}5} = (1, 0 \dots 2, 0) \times 42 = 42 \dots 84 \text{ мм}$. Примем $L_{\text{СТ}} = 58 \text{ мм}$. Тогда длина участка вала будет

$$l_5 = L_{\text{СТ}} - 3 \text{ мм} = 58 - 3 = 55 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 6636-69 из первого предпочтительного ряда в таблице Г1 $l_5 = 55 \text{ мм}$.

Позиция 13. На этом участке пальцевой фрезой фрезеруется шпоночный паз длиной $l_{\text{шп}2} = 45 \text{ мм}$. Длина паза выбрана на 10 мм меньше длины участка вала $l_5 = 55 \text{ мм}$.

Участок Е. Буртик предназначен для упора внутреннего кольца подшипника.

Позиция 14. Диаметр буртика d_{65} должен быть достаточен для упора и фиксации зубчатого колеса $d_{65} \geq d_{64} + 2t = 42 + 2 \times 3,5 = 49 \text{ мм}$. [таблица К 7]. Принимаем по ГОСТ 6636-69 из первого предпочтительного ряда в таблице Г1 $d_{65} = 50 \text{ мм}$.

Позиция 14. Ширина буртика принимается конструктивно $l_6 = 5 \text{ мм}$ из предпочтительного ряда по ГОСТ 12080-66 в таблице А1. [5] .

Переходной участок вала Ж. Предназначен для выхода инструмента при обработке ступени с меньшим диаметром $d_{61} = 32 \text{ мм}$.

Учитывая высокую жесткость и малую длину вала на переходных участках между двумя смежными ступенями выполняют канавки.

Позиция 15. Размеры канавок выбраны в зависимости от диаметра меньшей ступени $d_{61} = 32 \text{ мм}$ [5, с.28; таблица К9]: $b = 3 \text{ мм}$, $h = 0,25 \text{ мм}$, $r = 1 \text{ мм}$.

На остальных переходных участках вала для выхода инструмента также выполняют канавки. Их размеры определены аналогично согласно [5, с.28; таблица К9].

5.4.3 Конструирование вала контрпривода

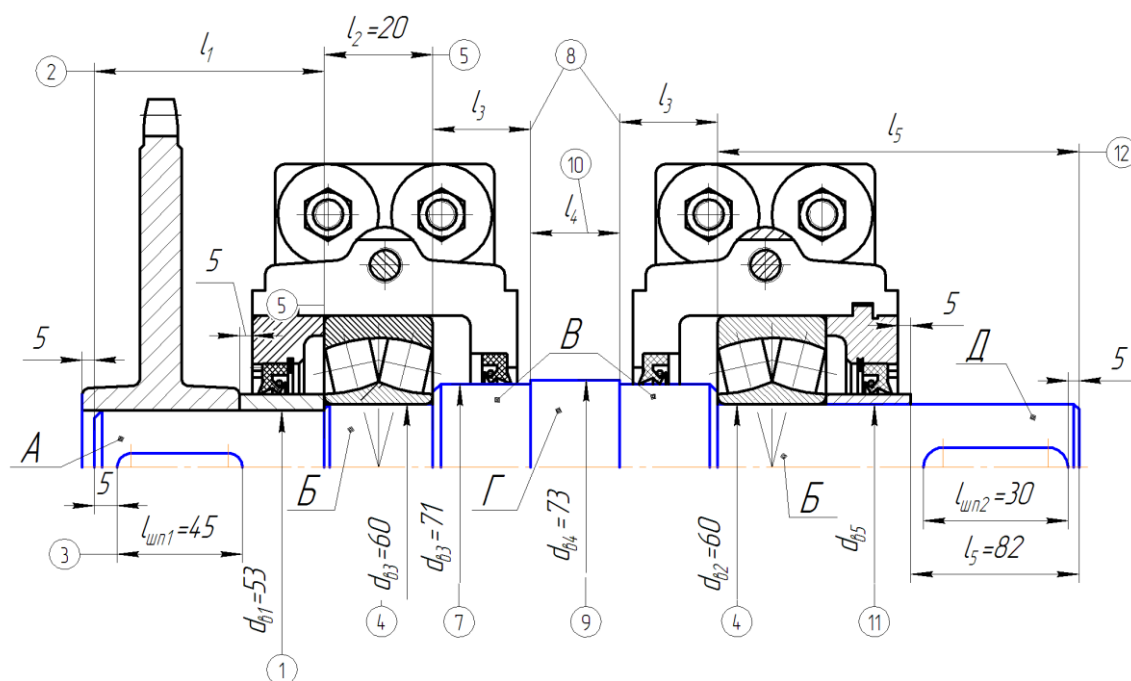


Рисунок 5.4 - Вал контрпривода

Участок А. Выходной конец вала предназначен для установки ведущей звездочки цепной передачи и выполняется цилиндрическим.

Позиция 1. Диаметр d_{61} этого участка вала определяется в результате ориентировочного расчета на статическую прочность, условно только на кручение вращающим моментом $T_1 = 333,4$ Нм, по пониженным допускаемым касательным напряжениям $[\tau]_{кр} = 20$ МПа [3, с.16]

$$d_{63} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \times [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{333400}{0,2 \times 20}} = 43,5 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр первой ступени вала по ГОСТ 6636-69 [Таблица Г1] из первого предпочтительного ряда для стандартных цилиндрических концов валов - $d_{61} = 53 \text{ мм.}$

Позиция 2. Длина l_1 мм первой ступени А должна быть достаточна для размещения ступицы ведомой звездочки, дистанционной втулки между ступицей и подшипником опоры и выбирается при компоновке привода такой,

что бы между торцом крышки опоры и торцом ступицы звездочки был зазор не менее 5 мм, а ступица выступала за пределы торца вала не менее чем на 3 мм.

Окончательно размер l_1 определяется после конструирования звездочки, выбора опор и компоновки рамы привода .

Позиция 3. На участке А пальцевой фрезой фрезеруется шпоночный паз длиной $l_{un1}=45$ мм, шириной $b=16$ мм и глубиной $t_1 = 6$ мм по ГОСТ 23360-78[2,с.58;Таблица К 5]. Фрезерование шпоночного паза начинается от торца вала на расстоянии не менее 5 мм.

Позиция 4. На выходном конце вала садится ведущая звездочка цепной передачи. Осевое крепление звездочки на валу осуществляется концевой шайбой. Для крепления шайбы в торце вала выполнена 2 резьбовых отверстия диаметра $d_1 = M6$ мм под болты по ГОСТ 7798-70 на расстоянии $a = 25$ мм[4,с.71;таблица К 11].

Участок Б. На участке Б садится внутреннее кольцо радиального сферического подшипника № 1212 по ГОСТ 28428-90[Таблица М4] ,установленного в стандартную разъемную опору типа РШ по ГОСТ 13218.9 [Рисунок Н1].

Позиция 5. С целью облегчения монтажа подшипника № 1212 принимаем диаметр вала $d_{65} = 60$ мм.

Позиция 6. Длина участка Б принимается меньше ширины $B = 23$ мм внутреннего кольца подшипника на величину ширины фаски $r = 2,5$ мм. подшипника № 1212 по ГОСТ 5720-75 $l_2 \geq B - r = 23 - 2,5 = 20,5$ мм. Принимаем $l_2 = 20$ мм из предпочтительного ряда по ГОСТ 12080-66 в таблице Г1].

Участок В. На этом участке садится манжета с обозначением “ *Манжета 1.1-71×95-1 ГОСТ8752-79* ” и он является буртиком для внутреннего кольца подшипника.

Позиция 7. Диаметр буртика d_{63} должен быть достаточен для упора и фиксации на валу внутреннего кольца подшипника. Принимают для

подшипника № 1212 по таблице М4 не более $d_{e2} = 72 \text{ мм}$. Принимая во внимание посадочный диаметр манжеты принимаем $d_{e3} = 71 \text{ мм}$

Позиция 8. Длина l_3 участка В принимается конструктивными осевыми размерами корпуса и выбирается такой, что бы между торцом корпуса и границей участка В было расстояние не менее 5 мм.

Участок Г.

Позиция 9. Диаметр вала d_{e4} принимается из предпочтительного ряда по ГОСТ 6636-69 в таблице Г1 из условия:

$d_{e3} = 71 \text{ мм} \leq d_{e4} \leq d_{eC} = 73 \text{ мм}$, где $d_{eC} = 73 \text{ мм}$ диаметр калиброванного проката по ГОСТ 7417-75.

На данном участке заготовку вала не обрабатываем и принимаем $d_{e4} = d_{eC} = 73 \text{ мм}$.

Позиция 10. Длина l_4 участка Г определяется расстоянием между корпусами подшипника и устанавливается при разработке рамы в процессе компоновки привода.

Участок Д. Выходной конец вала предназначен для установки второго подшипника № 1212, распорной втулки и соединительной втулочно-пальцевой муфты по ГОСТ 21424-93.

Позиция 11. Принимаем $d_{e5} = 60 \text{ мм}$. При таком диаметре вал контрпривода соединен с валом рабочей машины через стандартную втулочно-пальцевую муфту по ГОСТ 21424-93 с номинальным моментом $T_{PH} = 1000 \text{ Нм}$ [Таблица И 1].

Позиция 12. Длина l_5 должна быть выбрана такой, что бы торец стандартной полумуфта длиной $l_5 = 72 \text{ мм}$ был расположен от корпуса подшипника на расстоянии 5 мм.

Переходной участок вала Е. Предназначен для выхода инструмента при обработке ступени с меньшим диаметром $d_{e1} = 53 \text{ мм}$.

Учитывая высокую жесткость и малую длину вала на переходных участках между двумя смежными ступенями выполняют канавки. Размеры канавок выбраны в зависимости от диаметра меньшей ступени $d_{\phi 1} = 53 \text{ мм}$ [5, с.28; таблица К9]: $b = 5 \text{ мм}$, $h = 0,5 \text{ мм}$, $r = 1,6 \text{ мм}$.

На остальных переходных участках вала для выхода инструмента также выполняют канавки. Их размеры определены аналогично согласно [5, с.28; таблица К9].

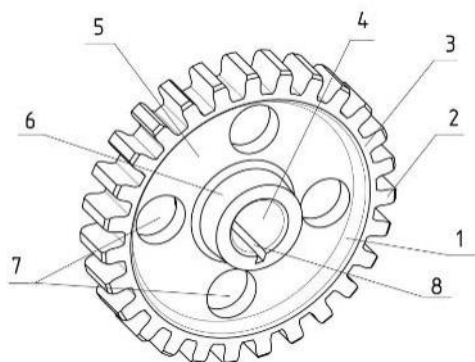
5.5 Конструирование зубчатых колес

С учетом технологических возможностей производства и объемов производства назначен для изготовления стальной заготовки зубчатого колеса наиболее экономичный способ изготовления заготовок штамповкой и вид заготовки - поковка.

Основные конструкторские решения соответствуют рекомендациям по проектированию колес с наружным диаметром [5, с.45; таблица Л1]

$$100 \text{ мм} \leq d_{a2} = 192,2 \text{ мм} \leq 500 \text{ мм}$$

Основные конструктивные элементы колеса – обод с зубчатым венцом, ступица и диск (Рисунок 5.5).



1 – обод; 2 – зуб; 3 – венец (верхняя часть обода с зубьями); 4 – посадочное отверстие; 5 – диск; 6 – ступица; 7 – отверстия в диске; 8 – шпоночный паз

Рисунок 5.5- Элементы зубчатого колеса

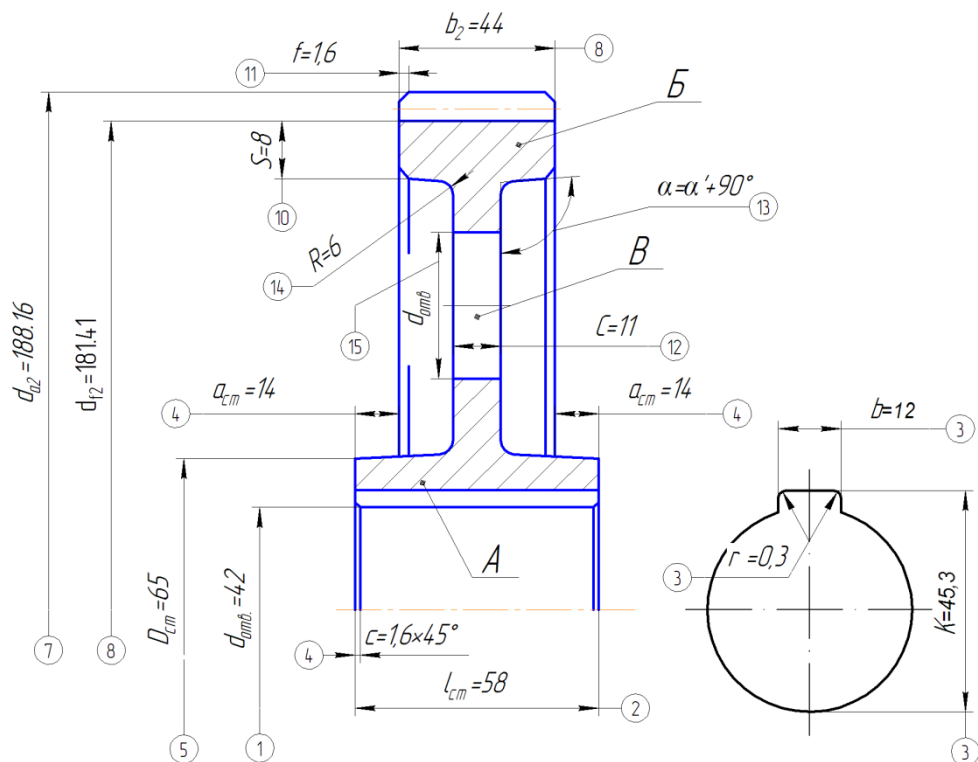


Рисунок 5.6- Колесо зубчатой передачи

Ступица А. Центральная часть вращающейся детали вместе с посадочным отверстием. Служит для соединения колеса с валом и расположена симметрично относительно венца.

Позиция 1. Диаметр отверстия в ступице соответствует диаметру посадочного участка вала (участка вала Д) $d_{cm} = d_{65} = 42 \text{ мм}$.

Позиция 2. Ширина ступицы с целью надежной фиксации зубчатого колеса принята на 3 мм больше длины посадочного участка вала $l_5 = 55 \text{ мм}$.

$L_{CT} = l_5 + 4 = 55 + 3 = 58 \text{ мм}$. Принимаем по ГОСТ 6636-69 [5, с.128; Таблица Г1] из первого предпочтительного ряда в таблице А1. [5] $L_{CT} = 58 \text{ мм}$.

Позиция 3. В ступице выполняется шпоночный паз длиной шириной $b = 12 \text{ мм}$, глубиной $t_2 = 3,3 \text{ мм}$ и радиусом закругления $r = 0,3 \text{ мм}$ по ГОСТ 23360-78

[2, с.58; Таблица К 5]. В ступице контролируется размер

$$K = t_5 + d_{e5} = 3,3 + 42 = 45,3 \text{ мм.}$$

Позиция 4. При симметричном расположении ступицы относительно обода с шириной $b_2=44\text{мм}$ она будет выступать с двух сторон на величину

$$a_{CT} = L_{CT} - b_2 = 58 - 44 = 14 \text{ мм.}$$

Позиция 5. При шпоночном соединении и посадке ступицы на вал с натягом наружный диаметр ступицы $D_{ct} = 1,55d_{e5} = 1,55 \times 42 = 65,1 \text{ мм}$. Принимаем по ГОСТ 6636-69 [5, с.128; Таблица Г1] из первого предпочтительного ряда $D_{CT} = 65 \text{ мм}$.

Позиция 6. С целью облегчения монтажа колеса на вал в отверстиях выполняются фаски размером $s \times 45^\circ$. При диаметре отверстия $d_{e5} = 42 \text{ мм}$. значение $s = 1,6 \text{ мм}$. [5, с.46; таблица 02].

Обод Б. На ободе нарезаны зубья зубчатого венца.

Позиция 7 Наружный диаметр колеса определен при проектном расчете колеса $d_{a2} = 192,2 \text{ мм}$.

Позиция 8. Диаметр впадин зубчатого венца определен при проектном расчете колеса $d_{f2} = 185,5 \text{ мм}$.

Позиция 9. Ширина обода равна ширине зубчатого венца и определена при проектном расчете колеса $b_2=45 \text{ мм}$.

Позиция 10 Толщина обода зависит от модуля колеса $m=1,5 \text{ мм}$ и его ширины $S = 2,2m + 0,05b_2 = 2,2 \times 1,5 + 0,05 \times 45 = 5,6 \text{ мм}$

Принимаем по ГОСТ 6636-69 [5, с.128; Таблица Г1] из первого предпочтительного ряда $S = 6 \text{ мм}$.

Позиция 11. На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6...0,7)m = (0,6...0,7)1,5 = 0,9...1,05 \text{ мм}$. Принимаем из стандартного ряда [5, с.46; приложение 02] значение $f = 1,6 \text{ мм}$.

Диск В. Соединяет венец со ступицей. При $d_{a2} = 192,2 \text{ мм} < 500 \text{ мм}$ выполняется без отверстий.

Позиция 12 Толщина диска

$$C = 0,5(S + ((D_{CT} - d_{CT}) / 2)) = 0,5(6 + ((65 - 42) / 2)) = 8,8 \text{ мм} \leq 0,25b_2 = 0,25 \times 45 = 11,3 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 6636-69 [5,с.128;Таблица Г1] из первого предпочтительного ряда $C = 11 \text{ мм}$.

Позиция 13. Штамповочные уклоны приданы поверхностям заготовок, перпендикулярным плоскостям разъема с целью облегчения заполнения штампа металлом и освобождения штампов от поковки. Величина уклонов α зависит от применяемого штамповочного оборудования.

При применении штамповочного молота [5,с.107 ;таблица О1] штамповочный уклон $\alpha' = 10^\circ$ ‘

Позиция 14. Радиусы закругления R назначают для облегчения заполнения металлом формы и свободной выемки заготовок из штампа. Принимают радиусы $R \geq 6 \text{ мм}$.

Позиция 15. Для облегчения работы с заготовками колес при нарезании зубьев в диске могут выполняться отверстия диаметром $d_{отв} = 25 \text{ мм}$ в количестве 4 шт. [5,с.45;таблица О1].

5.6 Конструирование звездочек цепной передачи

5.6.1 Конструирование ведущей звездочки цепной передачи

Основные параметры(число зубьев $z_1 = 25$, делительный диаметр $d_{o1} = 203,2 \text{ мм}$ и шаг зубьев $t = 25,4 \text{ мм}$) однорядной звездочки определены при проектировании цепной передачи.

С учетом технологических возможностей производства и объемов производства назначен для изготовления стальной заготовки звездочки наиболее экономичный способ изготовления заготовок штамповкой и вид заготовки - поковка. Основные конструкторские решения соответствуют рекомендациям для однорядной звездочки с профилем зубьев по ГОСТ 591-69.[5,таблица 63;приложение П1 и таблица П2]

Для изготовления звездочек применяется материал и ТО [1,с.184] :

ведущая звездочка- сталь 45, твердость 45...50 HRC, закалка ТВЧ и отпуск.

Основные конструктивные элементы звездочки – обод с зубчатым венцом , ступица и диск.

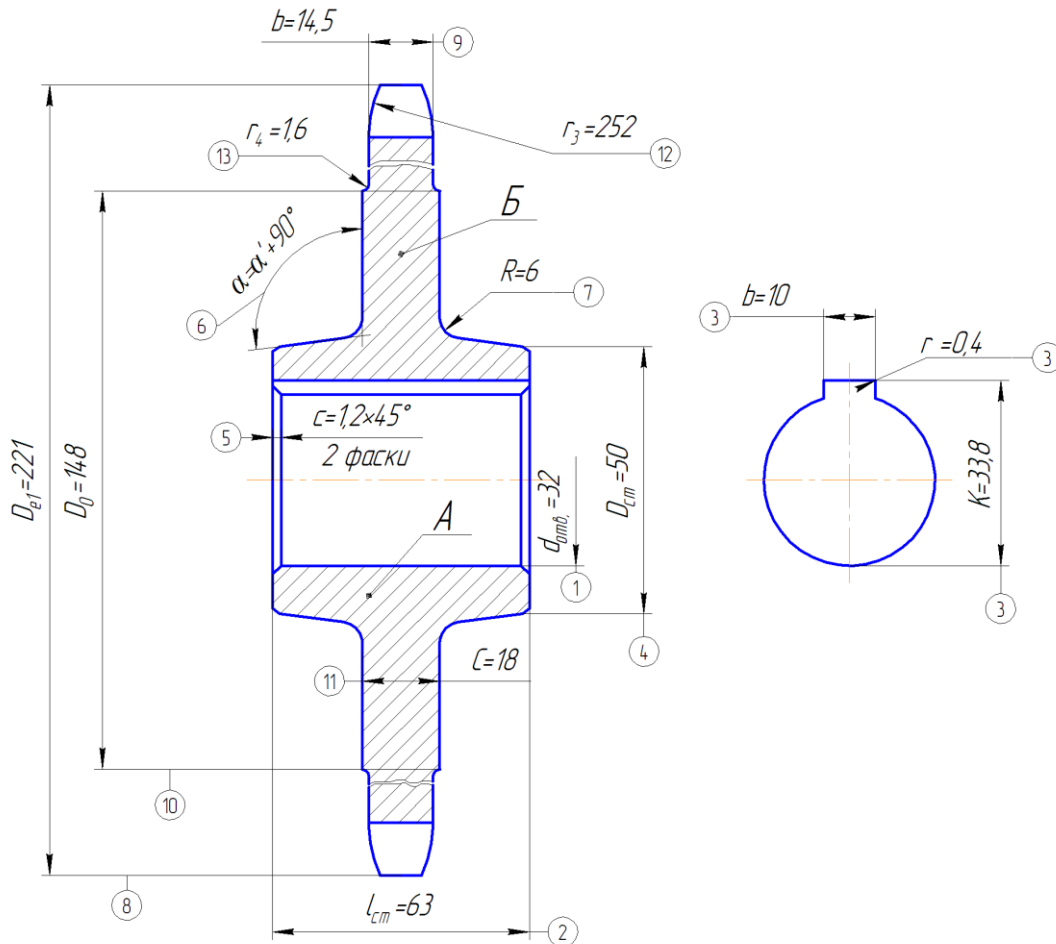


Рисунок 5.7- Ведущая звездочка

Ступица А. Служит для соединения колеса с валом и расположена симметрично относительно венца.

Позиция 1. Диаметр отверстия в ступице соответствует диаметру посадочного участка ведомого вала $d_{ст} = d_{в1} = 32$ мм.

Позиция 2. Ширина ступицы с целью надежной фиксации зубчатого колеса принята на 3 мм больше длины посадочного участка вала $l_5 = 58$ мм

$$L_{CT} = l_1 + 4 = 58 + 3 = 61 \text{ мм}.$$

Принимаем по ГОСТ 6636-66 [5, с.128; Таблица Г1] из первого предпочтительного ряда $L_{CT} = 63 \text{ мм}$.

Позиция 3. В ступице выполняется шпоночный паз шириной $b=10 \text{ мм}$, глубиной $t_2 = 3,3 \text{ мм}$ и радиусом закругления $r=0,4 \text{ мм}$ по ГОСТ 23360-78 [2, с.58; Таблица К 5]. Размер для контроля глубины шпоночного паза будет $a_{\text{изм}} = d_{\text{в1}} + t_2 = 32 + 3,8 = 33,8 \text{ мм}$.

Позиция 4. При шпоночном соединении и посадке ступицы на вал с натягом по ГОСТ 6636-66 наружный диаметр ступицы $D_{\text{ст}} = 1,55d_{\text{в1}} = 1,55 \times 32 = 49,6 \text{ мм}$. Принимаем по ГОСТ 6636-66 [5, с.128; Таблица Г1] из первого предпочтительного ряда $D_{\text{ст}} = 50 \text{ мм}$.

Позиция 5. С целью облегчения монтажа звездочки на вал в отверстии выполняются фаски размером $s \times 45^\circ$. При диаметре отверстия $d_{\text{в5}} = 32 \text{ мм}$ значение $s = 1,2 \text{ мм}$ [5, с.46; таблица 02].

Позиция 6. Штамповочные уклоны приданы поверхностям заготовки, перпендикулярным плоскостям разреза с целью облегчения заполнения штампа металлом и освобождения штампа от поковки. Величина уклонов α зависит от применяемого штамповочного оборудования. При применении штамповочного молота [5, с.107; таблица О1] штамповочный уклон $\alpha' = 10^\circ$

Позиция 7. Радиусы закругления R назначают для облегчения заполнения металлом формы и свободной выемки заготовок из штампа. Принимают радиусы $R \geq 6 \text{ мм}$.

Обод Б. На ободе нарезаны зубья зубчатого венца с профилем по ГОСТ 591-69.

Позиция 8. Диаметр окружностей выступов звездочки:

$$De_1 = t \cdot \left(\operatorname{ctg} \left(\frac{180}{z_1} \right) + 0,7 \right) - 0,31 \cdot d_1 = 25,4 \cdot \left(\operatorname{ctg} \left(\frac{180}{25} \right) + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 7,92 = 221,0 \text{ мм}$$

Позиция 9 .Ширина зуба $b = 0,93 \cdot b_1 - 0,15 = 0,93 \cdot 15,88 - 0,15 = 14,6_{мм}$. Принимаем $b = 14,5_{мм}$.

Позиция 10 . Диаметр обода

$$D_0 = t \cdot ctg\left(\frac{180}{z_1}\right) - 1,3h = 25,4 \cdot ctg\left(\frac{180}{25}\right) - 1,3 \cdot 24,2 = 148,54_{мм} .$$

Принимаем $D_0 = 148_{мм}$.

Позиция 11 . Толщина обода $C = b + 3,2 = 14,5 + 3,2 = 17,7_{мм}$. Принимаем $C = 18_{мм}$

Позиция 12 . Радиус закругления зуба

$$r_3 = (1,7) \cdot D_0 = (1,7) \cdot 148 = 251,6_{мм} . \text{ Принимаем } r_3 = 252_{мм} .$$

Позиция 13 . Радиус закругления зуба на переходе к ободу при шаге цепи $t = 25,4_{мм} < t = 35_{мм}$ - $r_4 = 1,6_{мм}$.

5.6.2 Конструирование ведомой звездочки цепной передачи

Ступица и обод однорядной ведомой звездочки с числом зубьев $Z_2 = 73$ под цепь цепь ПР-25,40-60,0 по ГОСТ 13568-97 по конструкции не отличаются от конструкции у ведущей звездочки. Диск ведомой звездочки конструируется аналогично ведущей. Дополнительно для уменьшения массы звездочек и удобства их транспортирования при обработке могут на диске выполняться сквозные отверстия в количестве $n_o = 4 \dots 6$ шт. и диаметром

$d_o > 25_{мм}$. Основные конструкторские решения соответствуют рекомендациям для однорядной звездочки с профилем зубьев по ГОСТ 591-69.(Таблица 63.[5]).

Для изготовления звездочки применяется материал и ТО (стр.184 [1]) - чугун СЧ 24,НВ 321...424 , закалка ТВЧ и отпуск.

Диаметр окружностей выступов звездочки:

$$D_e = t \cdot (ctg(180 / z) + 0,7) - 0,31 \cdot d_1$$

$$De_2 = t \cdot (ctg(180 / z_2) + 0,7) - 0,31 \cdot d_1 = 25,4 \cdot (ctg(180 / 73) + 0,7) - 0,31 \cdot 7,92 = 606,5_{мм}$$

диаметры окружностей впадин звездочки:

$$D_i = d_d - 2 \cdot r, \text{ где } r = 0,5025 \cdot d_1$$

$$D_{i2} = d_{d2} - 2 \cdot 0,5025 \cdot d_2 = 40,36 - 2 \cdot 0,5025 \cdot 7,92 = 35,4034 \text{ мм}$$

Ширина зуба однорядной звездочки

$$b = 0,93 \cdot b_1 - 0,15 = 0,93 \cdot 15,88 - 0,15 = 14,6 \text{ мм}$$

Принимаем $b = 14,5$ мм.

Диаметр обода:

$$D_0 = t \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180}{z_1} \right) - 1,3h = 25,4 \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180}{73} \right) - 1,3 \cdot 24,2 = 559,8 \text{ мм}$$

Принимаем $D_0 = 560$ мм.

Толщина обода:

$$C = b + 3,2 = 14,5 + 3,2 = 18,0 \text{ мм}. \text{ Принимаем } C = 18 \text{ мм}.$$

Радиус закругления зуба

$$r_3 = (1,7) \cdot D_0 = (1,7) \cdot 148 = 251,6 \text{ мм}. \text{ Принимаем } r_{3r} = 252 \text{ мм}$$

Диаметр ступицы ведомой звездочки:

$$d_{CT2} = 1,55 \cdot d_{B3} = 1,55 \cdot 55 = 85,25 \text{ мм}. \text{ Принимаем } d_{CT2} = 86 \text{ мм}.$$

Длина ступицы ведомой звездочки:

$$l_{CT2} = (0,8 \dots 1,6) \cdot d_{B2} = (0,8 \dots 1,6) \cdot 55 = 44,0 \dots 88,0 \text{ мм}. \text{ Принимаем } l_{CT2} = 58 \text{ мм}.$$

5.7 Конструирование крышек подшипников

Крышки предназначены для герметизации подшипников качения, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок.

В редукторе имеющем плоскость разъема по осям валов применены закладные (врезные) крышки. Закладные крышки подшипниковых опор не требуют специального крепления к валу. В связи с этим отпадает надобность в крепежных отверстиях в крышках, резьбовых отверстиях в корпусе, а также винтах.

В подшипниковых узлах валов, выступающих за пределы корпусов, применены крышки с отверстием для манжетного уплотнения, в остальных случаях - глухие крышки.

Для проектируемого редуктора нет ограничений по массе-поэтому для изготовления его корпуса и крышек применяется чугун СЧ15 .

К подшипниковым узлам, в состав которых входят крышки, не предъявляется требований наименьшей массы .Крышки не являются специальными. Редуктор проектируется для отрасли сельхозмашиностроения и не планируется массовому выпуску. В связи с вышеуказанным применяются врезные крышки и допускаются отклонения от ГОСТ 18511-73, ГОСТ 18513-73, ГОСТ 13219.1-81, ГОСТ 13219.3-81, ГОСТ 13219.11-81, ГОСТ 13219.15-81 [5,с.78].

Радиально-упорные шариковые подшипники не требуют регулировки осевого зазора – конструирование крышек с регулировочным винтом для обеспечения регулировки не требуется.

Конструкция примененных глухих и проходных крышек приведена на рисунке 5.8.

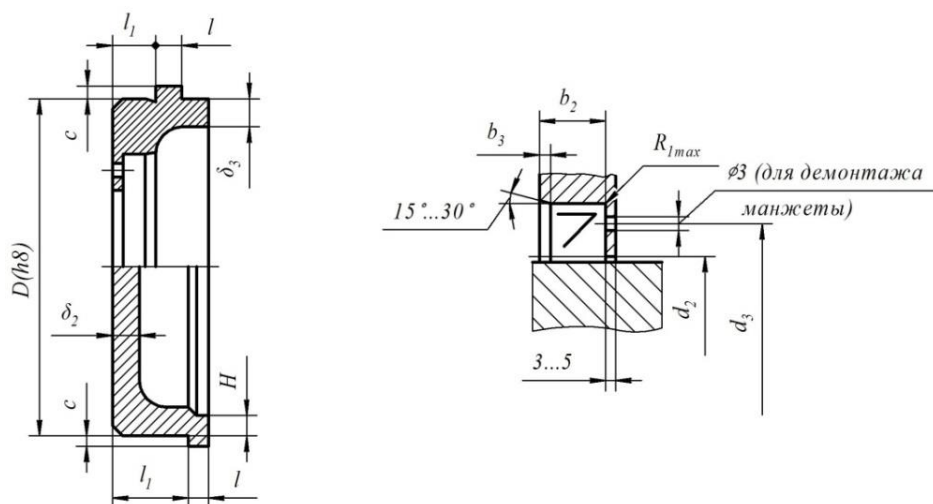


Рисунок 5.8

Закладная крышки: а – размеры крышки с отверстием для манжетного уплотнения (выше плоскости симметрии) и глухих; б – размеры места установки манжет

5.7.1 Конструирование крышек подшипников ведущего вала.

Крышка предназначена для герметизации, осевой фиксации и восприятия осевых нагрузок подшипников № 36107 с наружным диаметром $D_{II} = 62$ мм и посадочным диаметром на вал $d = 35$ мм по ГОСТ 18855-78 [2, с.350; таблица М2]. В проходную крышку вставлена манжета типа “Манжета 1.1-35×47-1 ГОСТ8752-79” с наружным диаметром $D_M = 47$ мм и ширины $b = 7$ мм [4, с.118; таблица Л1].

Конструкция цилиндрической части крышек, вставляемой в отверстия корпуса определена в зависимости от наружного D_{II} и внутреннего d диаметров подшипников, диаметра D_M и ширины b примененной манжеты (Таблица 5.1)

Таблица 5.1 - Размеры цилиндрической части крышек, мм

D_{II}	d	δ_2	δ_3	D_M	b	b_2	b_3	d_2, d_3
ГОСТ 18855-78		Табл.39[5], таблица Р2		ГОСТ8752-79		Табл.41[5], таблица Р2		
62	35	5	6	47	7	8,5	1,0	$d_2 = d + 1 = 35 + 1 = 36;$ $d_3 = D_M - 3 \text{ мм} = 47 - 3 = 45$
Примечание 1. $D = D_{II} = 52 \text{ мм}$; 2. Остальные размеры согласно рисунка 5.8 [5, с.81; таблица Р2]								

Размеры элементов наружной кромки крышек принимают: $l = 8$ мм при $D = 52 \text{ мм} \leq 100 \text{ мм}$, l_1 принимают конструктивно с учетом условия $l_1 = 14 \text{ мм} \geq l = 8 \text{ мм}$, $c = 0,5 \cdot l = 0,5 \cdot 8 = 4 \text{ мм}$ [5, с.81; таблица Р2]. Диаметр крышки ведущего вала по выступу будет: $D_{кр1} = D + 2c = 62 + 2 \cdot 4 = 70 \text{ мм}$.

5.7.2 Конструирование крышек подшипников ведомого вала.

Крышка предназначены для герметизации, осевой фиксации и восприятия осевых нагрузок подшипников № 36208 с наружным диаметром $D_{II} = 80$ мм и посадочным диаметром на вал $d = 40$ мм по ГОСТ 18855-78 [2, с.350; таблица М2].. В проходную крышку вставлена манжета типа “Манжета 1.1-38×60-1 ГОСТ8752-79” с наружным диаметром $D_M = 60$ мм и ширины $b = 10$ мм [4, с.118; таблица Л1].

Конструкция цилиндрической части крышек, вставляемой в отверстия корпуса определена в зависимости от наружного D_{II} и внутреннего d диаметров подшипников, диаметра D_M и ширины b примененной манжеты (Таблица 5.2)

Таблица 5.2 - Размеры цилиндрической части крышек , мм

D_{II}	d	δ_2	δ_3	D_M	b	b_2	b_3	d_2, d_3
ГОСТ 18855-78		Табл.39[5], таблица Р2		ГОСТ8752-79		Табл.41[5], таблица Р2		
80	40	6	9	60	10	12,0	1,5	$d_2 = d + 1 = 40 + 1 = 41$; $d_3 = D_M - 3 \text{ мм} = 60 - 3 = 57$
Примечание 1. $D = D_{II} = 80 \text{ мм}$; 2. Остальные размеры согласно рисунка 5.8 [5, с.81; таблица Р2]								

Размеры элементов наружной кромки крышек принимают: $l = 8$ мм при $D = 80 \text{ мм} \leq 100 \text{ мм}$, l_1 принимают конструктивно с учетом условия $l_1 = 14 \text{ мм} \geq l = 8 \text{ мм}$, $c = 0,5 \cdot l = 0,5 \times 8 = 4 \text{ мм}$ [5, с.81; таблица Р2]. Диаметр крышки ведомого вала по выступу будет: $D_{кр1} = D + 2c = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм}$.

5.8 Конструирование корпуса редуктора

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также восприятия сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передаче. Наиболее распространенный способ изготовления корпусов – литье из серого чугуна.

При конструировании редуктора решались две основные задачи: 1) создание конструкции, в полной мере отвечающей эксплуатационным требованиям; 2) создание конструкции, наиболее экономичной в изготовлении.

При конструировании изделия учитывалась технология изготовления сложных отливок: детали из чугуна имеют плавное закругление и, по возможности, одинаковую толщину стенок. При разной толщине стенки быть обеспечивается плавный переход от одной толщины к другой. Конструирование литой детали учитывает возможный разъем модели и направление ее выемки из формы.

Спроектированный редуктор отвечает эксплуатационным требованиям в силу следующих реализованных решений:

- обеспечены достаточные зазоры между деталями(не менее 8 мм между движущимися элементами редуктора $c_1 \geq 8$ мм) ;
- все трущиеся поверхности деталей надежно смазываются;
- обеспечено надежное удерживание смазки внутри корпуса за счет герметичности соединений и предотвращения повышения давления по причине взбалтывания масла вращающимися колесами внутри корпуса путем сообщения внутренней полости корпуса с атмосферой;
- предусмотрен контроль количества смазки и возможность ее замены;
- обеспечивается высокий ресурс смазочных материалов за счет поддержания их температуры на должном уровне(обеспечено необходимое охлаждение).

На основании полученных из расчета основных параметров передач с целью определения взаимного расположения элементов передач и корпуса редуктора выполняется компоновка редуктора.

Компоновку обычно выполняют в два этапа. Первый этап служит для приближённого определения положения зубчатых колёс редуктора, звёздочек (шкивов, муфт) на выходных концах валов относительно опор для последующего определения опорных реакций, проверочного расчета валов и проверки подбора подшипников. На втором этапе принимаются основные технические решения, определяющие конструкцию редуктора.

Компоновочная схема редуктора в ходе первого этапа эскизной компоновки выполняется в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора (Рисунок 5.9).

В ходе второго этапа эскизной компоновки выполняется компоновочная схема при виде сбоку на редуктор (Рисунок 5.10).

Масштаб – 1:1. Схемы выполняем тонкими линиями на миллиметровой бумаге вручную или в графическом редакторе.

Первый этап эскизной компоновки. Примерно посередине листа параллельно его короткой стороне проводим две вертикальные штрих пунктирные осевые линии O_{11} и O_{22} на расстоянии $a_w = 110$ мм друг от друга – оси ведущего и ведомого валов. Параллельно длинной стороне листа проводим горизонтальную штрих пунктирную линию O_{33} (линию симметрии редуктора вдоль его длинной стороны).

На оси O_{11} вычерчиваем симметрично относительно оси O_{33} контур шестерни в разрезе в тонких линиях с обязательным указанием положения делительной окружности (см. диаметр $d_1 = 30,8$ мм).

На оси O_{22} вычерчиваем симметрично относительно оси O_{33} контур колеса в разрезе в тонких линиях с обязательным указанием положения делительной окружности колеса (см. диаметр $d_2 = 189,2$ мм). Передача нарезана без смещения ($x_{1(2)} = 0$) - пунктирные линии, обозначающие положение делительных окружностей должны совпасть.

Очерчивается контур (замкнутая линия O_{44})внутренней полости вокруг пары зубчатых колес. Контур внутренней полости редуктор в плане должен иметь прямоугольную форму и находится на расстоянии от $c_1 = 10\text{мм}$ от колеса .

Углы контура должны быть скруглены радиусом скруглением r ,который определяется технологией литья и зависит от толщины стенки корпуса редуктора δ_1 .

Для редукторов классического типа [Рисунок С1] толщина стенки основания корпуса, отвечающая требованиям технологии литья, прочности и жесткости корпуса , вычисляется по формуле

$$\delta_1 = 1,3\sqrt[4]{T_1} = 1,3\sqrt[4]{125,9} = 4,4\text{мм} \geq 8\text{мм}$$

где $T = 125,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – вращающий момент на ведомом валу.

Принимаем по ГОСТ 12080-66[3.таблица П4; таблица Г 1] из первого предпочтительного ряда $\delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Радиус скругления сопряжении стенок одинаковой толщины δ углом $r = (0,5...1,0) \delta = (0,5...1,0) 8 = 4...8 \text{ мм}$. Принимаем по ГОСТ 12080-66 $r_1 = 4\text{мм}$.

Убеждаемся, что от любой точки контура внутренней полости редуктора до любой точки зубчатых колес будет зазор не менее 8 мм.

Подшипники редуктора смазываются разбрызгиванием. Их в корпусе следует установить внутри подшипниковых гнезд на расстоянии $c_2 = 5\text{мм}$ от линии O_{44} контура внутренней полости редуктора. Этим компенсируется неточность литья и возможные сколы при обработке отверстий в корпусе под подшипники. Контур подшипников вычерчивается согласно их размеров по ГОСТ 831-75 [2;таблица М2] или вставляются из библиотеки стандартных изделий графического редактора Компас.

Далее прорабатывается подшипниковое гнездо А подшипника ведомого вала со стороны ведущей звездочки цепной передачи.Его размеры определяют размеры фланца разъема редуктора.

Ширина бобышки подшипников ведомого вала S_2 в общем случае определяется осевыми габаритами подшипника и врезной крышки, расположением подшипника по оси вала относительно боковой внутренней стенки полости корпуса. Также ширина бобышки должна быть достаточной для размещения ключа при работе болтового соединения, стягивающего крышку и корпус редуктора в месте разъема у подшипника.

Рассчитывают диаметры болтов:

фундаментных

$$d_1 = (0,03...0,036) \cdot \alpha_w + 12 = (0,03...0,036) \cdot 108 + 12 = 15,2...15,9 \text{ мм. Принимаем}$$

болты с резьбой по ГОСТ 8724-81 из 1-го ряда М16 [Таблица С3];

болтов, крепящих крышку редуктора с основанием у бобышек подшипников

$$d_2 = (0,7...0,75) \cdot d_1 = (0,7...0,75) \cdot 16 = 11,2...12 \text{ мм. Принимаем болты с резьбой ГОСТ 8724-81 М12 [Таблица С3].}$$

При диаметре стяжных болтов $d_2 = \text{М12 мм}$ и с учетом наличия литых переходов к обрабатываемой поверхности ширина бобышки будет $S_2 \geq K_2 + \delta_1 = 32 + 8 \geq 40 \text{ мм}$, где $K_2 = 32 \text{ мм}$ при применении рожковых ключей [4;таблица С3].

Наносим контур проходной крышки подшипника в соответствии с размерами по таблице 5.2 .

Окончательно принимаем $S_1 = 40 \text{ мм}$.

Намечаем зазор между обработанной плоскостью прилива А под подшипник и внутренним торцом ступицы звездочки $C_2 = 10 \text{ мм}$.

Наносим контур звездочки в соответствии с размерами на рисунке 5.7 .

Подшипники ведущего вала также смазываются разбрызгиванием. Их в корпусе следует установить внутри подшипниковых гнезд на расстоянии $s_2 = 5 \text{ мм}$ от линии O_{44} контура внутренней полости редуктора. Контур подшипников вычерчивается согласно их размеров по ГОСТ 831-75 [2;таблица

М2] или вставляются из библиотеки стандартных изделий графического редактора Компас.

Конструкция корпуса редуктора симметрична относительно вертикальной плоскости, включающей ось O_{33} . Поэтому ширина подшипниковых гнезд ведущего вала принимается $S_2 = 45_{\text{мм}}$. Наносим контур проходной крышки подшипника в соответствии с размерами по таблице 5.1. Намечаем зазор между обработанной плоскостью прилива Б под подшипник и внутренним торцом ступицы муфты $C_2 = 10$ мм. Вычерчиваем контур полумуфты втулочно-пальцевой муфты по ГОСТ 21424-93. Контур муфты вычерчивается согласно ее размеров по ГОСТ ГОСТ 21424-93 [2;таблица М2] или вставляя из библиотеки стандартных изделий графического редактора Компас.

Намечаем на валах точки приложения нагрузки от составляющих усилия от усилия в зубчатом зацеплении, от цепной передачи и реакций опор.

Предполагаем, что радиальные усилия в зацеплении ,нагрузки на валы от цепной передачи, радиальные реакции в опорах валов ,нагрузки на валы от муфт , действуют в вертикальных плоскостях, проходящих соответственно через середины венцов зубчатых колес, через середину венца звездочки, через середину полумуфты и, приблизительно, через середину внутренних колец подшипников.

Точки a_1 и a_2 приложения нагрузки от составляющих усилия в зубчатом зацеплении находятся в точках пересечения перпендикуляров , восстановленных к осям O_{11} и O_{22} ведущего и ведомого валов из середины зацеплений. Точка a_3 приложения усилий на вал от цепной передачи находится в точке пересечения перпендикуляра , восстановленного к оси O_{22} ведомого вала из середины зубчатого венца звездочки. Точка a_4 находится на оси O_{11} в месте, соответствующему половине длины ступицы полумуфты. Точки приложения реакций опор a_5 , a_6 , a_7 и a_8 будут находиться на осях O_{11} и O_{22} в местах, соответствующих половине ширины подшипников.

Определяем расстояния между точками приложения сил, действующих на валы в радиальном направлении и опорами путем изменения соответствующих расстояний на полученной компоновочной схеме:

расстояние между точками a_4 и a_5 - $l_1 = 65,5$ мм;

расстояние между точками a_1 и a_5 - $l_2 = 44,5$ мм;

расстояние между точками a_1 и a_6 - $l_3 = 44,5$ мм;

расстояние между точками a_2 и a_7 - $l_4 = 47,0$ мм;

расстояние между точками a_2 и a_8 - $l_5 = 47,0$ мм;

расстояние между точками a_8 и a_8 - $l_6 = 47,0$ мм.

Полученные расстояния используем при уточненном расчете прочности валов и проверке подшипников.

Второй этап эскизной компоновки. Рассмотрим компоновку редуктора в вертикальной плоскости (Рисунок 5.10). В результате этого этапа определяются основные параметры корпуса редуктора.

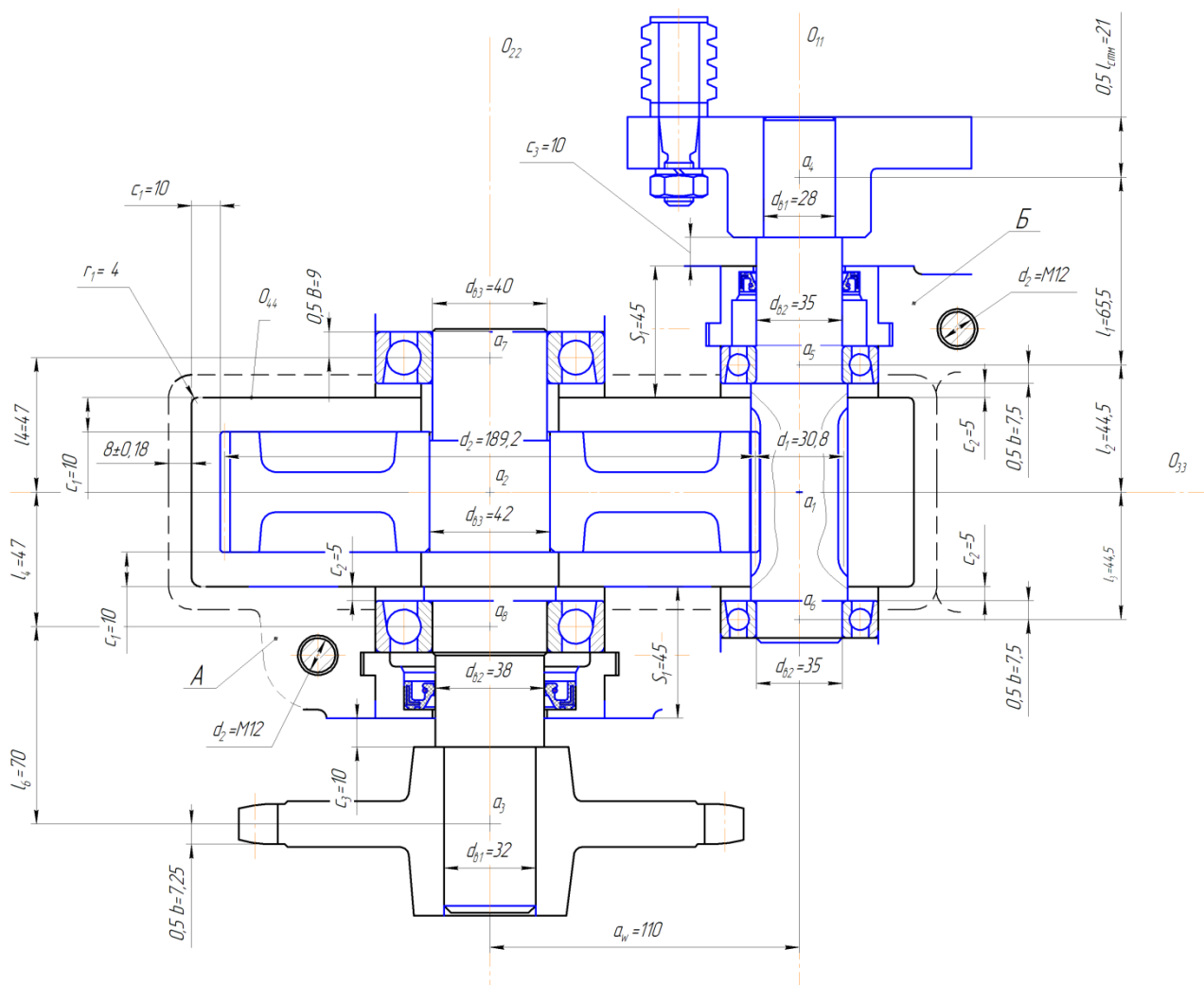
Для обеспечения минимальной металлоемкости корпуса редуктора, технологичности корпуса при изготовлении его литьем, создания хороших условий для попадания масла на все соединения и самоочистки внутренней полости редуктора за счет гладких боковых стенок в качестве прототипа выбрана классическая схема корпуса редуктора [4;приложение С1].

Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную штрих пунктирную линию O_{55} – проекции плоскости разреза редуктора и осей расположения ведущего и ведомого валов. На расстоянии $a_w = 110$ мм отмечаются центры осей ведущей шестерни a_9 и ведомого колеса a_{10} . Пунктирной линией наносятся контуры делительных окружностей колес диаметром $d_1 = 30,8$ мм и $d_2 = 189,2$ мм. Передача нарезана без смещения ($x_{1(2)} = 0$) - линии, обозначающие положение делительных окружностей должны совпасть в одной точке. Тонкой линией наносим контуры вершин зубьев колес диаметром $d_{a1} = 33,8$ мм и $d_{a2} = 192,2$ мм.

Намечаем контур внутренней полости редуктора вокруг зубчатых колес замкнутой линией O_{66} на расстоянии C_1 . Контур внутренней полости корпуса А редуктора в плане должен иметь прямоугольную форму. Часть линии O_{55} , показывающей дно полости редуктора, должна иметь уклон в сторону слива масла и должна находиться на расстоянии C_{KI} от нижней точки тихоходного колеса.

Контур внутренней полости крышки Б редуктора в плане должен быть образован для упрощения технологии литья отрезками прямых линий. Углы должны быть скруглены радиусами скруглений r , которые определяются технологией литья и зависят от толщин стенки корпуса редуктора δ_1 и крышки редуктора δ_2 .

В плоскости разъема корпуса редуктора расположены фланцы и бобышки подшипниковых гнезд корпуса и крышки редуктора. Фланцы и бобышки стягиваются болтами с гайками. Для точного совмещения крышки и картера предусмотрены два конических штифта. В нижней части корпуса имеется фундаментный фланец, через который корпус редуктора крепится на раме приводной станции. В верхней части корпуса размещается смотровой люк с сапуном.



Размер фланцев и бобышек во многом определяются параметрами болтовых соединений.

фундаментных:

принимаем болты с резьбой по ГОСТ 8724-2002 из 1-го ряда М16;

$$d_2 = (0, 7 \dots 0, 75) \cdot d_1 = (0, 7 \dots 0, 75) \cdot 16 = 11, 2 \dots 12_{MM},$$

принимая болты с резьбой ГОСТ 8724-2002 М12[2,с.42;таблица С3] ;

болтов, стягивающих фланцы основания корпуса и крышки редуктора :

$$d_3 = (0,5...0,6) \cdot d_1 = (0,5...0,6) \cdot 16 = 8,0...9,6 \text{ мм}$$

принимаем болты с резьбой ГОСТ 8724- 2002 М10[2,с.42;таблица С3].

винтов крепления смотрового люка

$$d_4 = (0,3...0,4) \cdot d_1 = (0,3...0,4) \cdot 16 = 4,8...6,4 \text{ мм} ,$$

принимаем винты с резьбой ГОСТ 8724- 2002 М6 [2,с.42;таблица С3].

Все болты устанавливаются с зазором. Диаметры отверстий под них принимаются согласно ГОСТ 11284-75 [4,таблица С3] соответственно: $d_{1отв} = 17 \text{ мм}$; $d_{2отв} = 13 \text{ мм}$; $d_{3отв} = 10,5 \text{ мм}$; $d_{4отв} = 6,4 \text{ мм}$.

Для точного совмещения крышки и картера предусмотрены два конических штифта с диаметром $d_{III} \approx \delta_1 = 8 \text{ мм}$. Применяем стандартные штифты с диаметром $d_{III} = 8 \text{ мм}$ по ГОСТ 3129-70 [4,Приложение С4].

Величину диаметра приливов подшипниковых гнезд у их наружных торцов принимают для подшипников ведомого и ведущего валов при установке врезных крышек:

для гнезд под подшипники № 36208 с наружным диаметром $D_{II} = 80 \text{ мм}$ [2,с.350;таблица М2]. ведомого вала

$$D_{Б2} = 1,25D + 10 \text{ мм} = 1,25 \cdot 80 + 10 = 110 \text{ мм} ,$$

для гнезд под подшипники № 36107 с наружным диаметром $D_{II} = 62 \text{ мм}$ [2,с.350;таблица М2] ведущего вала

$$D_{Б1} = 1,25D + 10 \text{ мм} = 1,25 \cdot 62 + 10 = 87,5 \text{ мм} .$$

Принимаем по ГОСТ 12080-66 [3.таблица П4; таблица Г 1] из первого предпочтительного ряда $D_{Б1} = 110 \text{ мм}$ и $D_{Б2} = 90 \text{ мм}$. Наружным литым поверхностям приливов придают (для удобства извлечения модели из литейной формы) уклоны по направлению к их торцам в 5° .

Фланец подшипниковой бобышки предназначен для соединения крышки и основания у подшипников. Стяжные болты ставят с двух сторон отверстия под подшипники на расстоянии L_{21} и L_{22} у подшипников ведомого вала и на расстоянии L_{11} и L_{12} у подшипников ведомого вала . Оси сверления под стяжные болты делают так,что бы расстояние между стенками

отверстия и канавкой проточки под выступ крышки было не менее $C_3 \geq 8$ мм .
Принимаем $C_3 = 8$ мм .

Таким образом в бобышках под подшипники ведомого вала отверстия под стяжные болты диаметром $d_{2ом6} = 13$ мм размещают на расстоянии от оси вала

$$L_2 = L_{21(22)} \geq (D_{кр2} + 2(c_3 + 1) + d_{2ом6}) = (88 + 2(8 + 1) + 13) = 119 \text{ мм} .$$

Принимаем по ГОСТ 6636-69[3.таблица П4; таблица Г 1]

$$L_2 = 120 \text{ мм} \text{ и } L_{21} = L_{(22)} = 60 \text{ мм}$$

. В бобышках под подшипники ведущего вала отверстия под стяжные болты диаметром $d_{2ом6} = 14$ мм размещают на расстоянии от оси вала

$$L_1 = L_{11} + L_{12} \geq (D_{кр1} + 2(c_3 + 1) + d_{2ом6}) = (60 + 2(8 + 1) + 13) = 92 \text{ мм} .$$

Принимаем по ГОСТ 6636-69[3.таблица П4; таблица Г 1]

$$L_2 = 95 \text{ мм} \text{ и } L_{21} = L_{(22)} = 47,5 \text{ мм}$$

Ширина бобышек гнезда подшипника ведомого и ведущего валов обоснована при первом этапе компоновки $S_1 = 40 \text{ мм}$.

Высота наружных бобышек крышки корпуса редуктора подшипниковых гнезд подшипников ведомого вала b_3 определяется графическим построением так ,чтобы на опорной поверхности бобышки было достаточно места для размещения головки стяжного болта(в продольно плоскости).Ее принимают такой, чтобы у бобышек создались поверхности протяженностью не менее $C_4 + x_3$, где C_4 – расстояние от оси стяжного болта до линии пересечения горизонтальной плоскости опорной поверхности и цилиндрического прилива подшипникового гнезда, x_3 - размер литого перехода. Для стяжного болта с резьбой М 12 расстояние согласно ГОСТ 13682-80 равно $C_k = 17$ мм. Размер литого перехода зависит от толщины стенки корпуса редуктора . При толщине стенки $\delta_1 = 8$ мм размер литого перехода $x_3 = 3$ мм.

Из графического построения видно, что для обеспечения расстояние от оси стяжных болтов до цилиндрического прилива подшипникового гнезда $C_4 + x_3 = 17 + 3 = 20$ мм высота бобышки должна быть $b_3 = 40$ мм.

Высота наружных бобышек на крышке и основании корпуса принимается одинаковой. Принимаем $b_4 = 40$ мм.

Высота остальных бобышек принимается равной высоте наружных бобышек подшипниковых гнезд ведомого вала. В этом случае упрощается обработка отверстий под стяжные болты, уменьшается номенклатура применяемых крепежных деталей.

Размер опорной поверхности под стяжные болты для наружной бобышки подшипникового гнезда ведомого вала $K_4 + x_3$ зависит от диаметра резьбы стяжного болта d_2 . Для стяжного болта с резьбой М 12 расстояние согласно ГОСТ 13682-80 равно $K_4 = 32$ мм. Размер опорной поверхности должен быть не менее $K_4 + x_3 = 32 + 3 = 35$ мм. Принимаем по ГОСТ 6636-69 [3.таблица П4; таблица Г 1] $K_4 + x_3 = 36$ мм.

Для наружных бобышек ведущего вала следует обосновать только размер крайнего участка опорной поверхности. Его размер принимаем равным $C_5 = (K_4 + x_3) - (C_4 + x_3) = (32 + 3) - (17 + 3) = 15$ мм.

Для лучшего обжатия подшипникового гнезда ведомого вала внутренний стяжной болт устанавливают на расстоянии от цилиндрического прилива подшипникового гнезда $C_4 + x_3 = 20$ мм.

Толщину нижнего пояса фланца крышки корпуса b_1 и толщину нижнего пояса корпуса b_2 в месте посадки редуктора на раму принимают с учетом толщины стенки основания корпуса редуктора $\delta_1 = 8$ мм

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм},$$

$$b_2 = 2,35 \cdot \delta_1 = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм}.$$

Принимаем по ГОСТ 6636-69 [3.таблица П4; таблица Г 1] $b_1 = 12$ мм и $b_2 = 20$ мм.

Крышка редуктора испытывает меньшую нагрузку и толщина ее стенок крышки редуктора можно принять меньше стенки корпуса

$$\delta_2 = 0,9 \delta_1 = 0,9 \cdot 8 = 7,2 \text{ мм}$$

Однако учитывая требования к технологии литья (толщина стенки при литье из чугуна $\delta \geq 8,0\text{мм}$) принимаем по ГОСТ 12080-66 из первого предпочтительного ряда в таблице А1.[5] $\delta_2 = 8\text{ мм}$.

Тогда толщину верхнего пояса фланца корпуса редуктора принимают с учетом толщины стенки крышки корпуса редуктора $\delta_2 = 8\text{ мм}$

$$b_3 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12\text{мм}.$$

Ширина фланцев крышки корпуса редуктора и основания корпуса редуктора должна быть достаточной для размещения стяжных болтов с диаметром резьбы $d_3 = \text{М}10\text{ мм}$. Для стяжного болта с резьбой М 10 расстояние согласно ГОСТ 13682 - 80 равно $K_5 = 28\text{ мм}$. Размер опорной поверхности должен быть не менее $K_5 + x_3 = 28+3=31\text{ мм}$. Тогда ширина фланца будет равна $S_3 = K_5 + x_3 + \delta_1 = 28+3+8=39\text{ мм}$. Принимаем по ГОСТ 12080-66 из первого предпочтительного ряда в таблице А1.[5] $S_3 = 40\text{ мм}$.

Стяжные болты размещаются на расстоянии от линии контура внутренней полости редуктора $C_6 = C_5 + x_3 + \delta_1\text{ мм}$. Для стяжного болта с резьбой М 10 расстояние от стенки до центра отверстия под болт согласно ГОСТ 13682 - 80 равно $C_5 = 15\text{ мм}$. Тогда $C_6 = C_5 + x_3 + \delta_1 = 15+3+8=26\text{ мм}$.

Ширина фундаментного фланца (лап редуктора) должна быть достаточной для размещения крепежных болтов с диаметром резьбы $d_1 = \text{М}16\text{ мм}$. Для крепежного болта с резьбой М 16 расстояние согласно ГОСТ 13682 - 80 равно $K_6 = 40\text{ мм}$. Размер опорной поверхности для болтов должен быть не менее $S_4 = K_6 + x_3 = 40+5=45\text{ мм}$. Принимаем по ГОСТ 12080-66 из первого предпочтительного ряда в таблице А1.[5] $S_4 = 45\text{ мм}$. Для крепежного болта с резьбой М 16 расстояние от стенки до центра отверстия под болт согласно ГОСТ 13682 - 80 равно $C_7 = 22\text{ мм}$. Тогда $C_7 = C_5 + x_3 = 22+3=25\text{ мм}$.

В корпусе редуктора в нижнем фланце зенкерование опорных мест под гайки крепежных болтов технологически сложно. Под гайки крепежных болтов выполняем приливы с диаметром опорной поверхности согласно ГОСТ 11284-75 [4,с.165,таблица С3] $d_{1\text{пр}} = 38\text{ мм}$.

В верхней части крышки редуктора обустраиваем смотровой люк с крышкой .в сборе с ручкой отдушиной. Из известного перечня конструкций [2,с.107;4,с.178;рисунок С 7] выбрана крышка с ручкой отдушиной.Этот люк используется для контроля за качеством зацепления во время регулировок и для заливки масла. Ручка отдушина имеет каналы, сообщающие внутреннюю полость редуктора с внешней средой. При ее наличии снижается давление в корпусе по причине нагрева масла и исключаются протечки масла через уплотнения.

Ширина $B_2 = 50$ мм и длина отверстия $A_2 = 90$ мм в крышке корпуса выбраны конструктивно из условия максимально возможного размера отверстия. Крышка люка крепится к крышке редуктора болтами с диаметром резьбы по ГОСТ 8724- 2002 $d_4 = M6$ мм [4,с.178;таблица С8] в количестве $z_4 = 4$ шт. Ширина фланца на крышке редуктора для установки люка принята $S_7 = 16$ мм, а расстояние от кромки смотрового отверстия до оси резьбовых отверстий принята равной $S_7 = 8$ мм. Ручка отдушина вварачивается в резьбовое отверстие люка смотрового отверстия. Размеры отверстия под ручку приняты в люке из нормализованного ряда $d_5 = M12$ [2,с.178;таблица С8].

При работе редуктора масло стареет и загрязняется продуктами износа. Его надо периодически менять. Для слива масла в нижней части корпуса предусматривается сливное отверстие, перекрываемое сливной пробкой с цилиндрической резьбой диаметром d_6 . Из предлагаемого перечня [2,с.178;таблица С 8] выбираем пробку с диаметром резьбы М 16. В результате анализа вариантов исполнения маслосливного отверстия [3, с.107;рисунок С9], принято размещение отверстия в стенке нижней части корпуса редуктора. У отверстия для полного слива отработанного масла предусмотрено местное углубление в днище корпуса. Место под пробку в корпусе обработано. Пробка уплотняется прокладкой из отоженной меди.

Для контроля уровня масла в картере предусматривается жезловый маслоуказатель с присоединительным диаметром резьбы d_7 . Из предлагаемого

перечня маслоуказателей [2,с.106;4,с. 165;таблица] выбираем жезловый щуп с диаметром резьбы М 16.

Для подъема редукторов при их перемещении предусмотрены строповочные устройства. Из имеющегося перечня строповочных элементов [2,с.102;4,с. 165;рисунок С 13] выбраны литые проушины на крышке корпуса редуктора. Их прочность достаточна для строповки редукторов небольшой массы. Применение проушин является предпочтительным, так как их использование вместо рым болтов уменьшает количество покупных изделий в редукторе.

Толщина проушин при толщине стенки крышки $\delta_2 = 8 \text{ мм}$

$$\delta_4 = 2,5\delta_2 = 2,5 \cdot 8 = 20 \text{ мм} ,$$

диаметр отверстия проушины

$$d_5 = 3,0 \cdot \delta_2 = 24 \text{ мм} ,$$

радиус обвода проушины

$$R_{np} = d_5 = 24 \text{ мм}$$

Радиус перехода от проушины к стенке крышки редуктора

Сопряжение проушины и стенки крышки редуктора , имеющих разную толщину

$$r_{np} = (0,5...1,0)((\delta_2 + \delta_4) / 2) = (0,5...1,0)((8 + 20) / 2) = 7,0...14,0 \text{ мм} .$$

Принимаем $r_{np} = 10 \text{ мм}$.

Все размеры проушины согласованы с ГОСТ 6636-69 [3.таблица П4; таблица Г 1].

После разработки основных элементов корпуса заканчивают компоновку редуктора в вертикальной плоскости. Очерчивают контур внутренней полости редуктора и контур наружной стенки корпуса вокруг зубчатых колес так, что бы расстояние от внутренней стенки до вращающихся частей колес было не менее $s_1 = 10 \text{ мм}$ при толщине стенки редуктора $\delta_1 = \delta_2 = 8 \text{ мм}$. Принимают контур наружной поверхности корпуса таким, что бы в корпусе разместились разработанные рядом элементы корпуса, а именно крышка смотрового

отверстия, строповочные проушины, жезловый маслоуказатель, масло заливная пробка, с принятыми размерами.

Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев колеса с большим диаметром до внутренней нижней поверхности стенки корпуса должно быть не менее

$C_{K1} = 3 \cdot c = (5 \dots 10) \text{ м} = (5 \dots 10) 1,5 = 7,5 \dots 15 \text{ мм}$. Принимаем $C_{K1} = 40 \text{ мм}$ с учетом необходимости размещения жезлового маслоуказателя и пробки слива масла с одной стороны корпуса.

Глубина погружения тихоходного колеса диаметра $d_2 = 189,2 \text{ мм}$ в масло $h_m = (1/8) d_2 = (1/8) 189,2 = 23,7 \text{ мм}$. Принимаем $h_m = 26 \text{ мм}$.

При полученной ширине внутренней полости картера $B = 65 \text{ мм}$, длине $L = 250 \text{ мм}$ и глубине погружения $h_m = 26 \text{ мм}$ фактический объем масляной ванны будет $V_{MФ} = (A \cdot L \cdot (C_{K1} + h_m)) / 1000000 = (65 \cdot 250 \cdot (40 + 26)) / 1000000 = 1,1 \text{ дм}^3 = 1,1 \text{ л}$.

Это объем масляной ванны будет достаточен для охлаждения в редукторе с передаваемой мощностью $P_T = 3,3 \text{ кВт}$

$$V_{MФ} / P_T = 1,1 / 3,3 = 0,33 > [V_{MФ} / P] = 0,3 \text{ кВт/л}$$

Для обеспечения необходимой (для нормальной работы подшипников) жесткости приливы гнезд подкрепляют наружными ребрами.

Направление радиального воздействия подшипника на корпус редуктора неизвестно, ребра предусматривают как для приливов картера, так и для его крышки

Толщина ребер жесткости у основания:

$$\delta_3 \geq (0,85 \dots 1,0) \cdot \delta = (0,85 \dots 1,0) \cdot 8 = 6,8 \dots 8 \text{ мм}$$

Принимаем $\delta_3 = 12 \text{ мм}$.

Контур корпуса редуктора образован отрезками прямых линий. Радиус скругления сопряжении стенок одинаковой толщины δ_i углом $r = (0,5 \dots 1,0) \delta_1 = (0,5 \dots 1,0) 8 = 4 \dots 8 \text{ мм}$. Принимаем по ГОСТ 12080-66 $r_{11} = 4 \text{ мм}$.

Сопряжение стенок и фланцев, имеющих разную толщину, например стенки крышки редуктора с толщиной δ_2 и нижнего пояса корпуса редуктора с толщиной

$b_2 = 20\text{мм}$, выполняется с радиусом

$$r_{22} = (0,5 \dots 1,0) ((\delta + \delta_2) / 2) = (0,5 \dots 1,0) ((8 + 20) / 2) = 7,0 \dots 14,0 \text{мм}.$$

Принимаем $r_{22} = 10 \text{ мм}$.



6 Расчет валов редуктора

6.1 Определение и расчет реакций в опорах

Ведущий вал.

Из предыдущих расчетов имеем: $T_1 = 21,7 \text{ Нм}$

$F_{t1} = 1330,9 \text{ Н}$, $F_{r1} = 443,5 \text{ Н}$, $F_{a1} = 304,1 \text{ Н}$; $d_1 = 30,8 \text{ мм}$.

На основании компоновки определены размеры:

$l_1 = 70 \text{ мм}$, $l_2 = 37 \text{ мм}$, $l_3 = 40 \text{ мм}$.

Определяем нагрузку на вал от муфты [2, стр. 211]

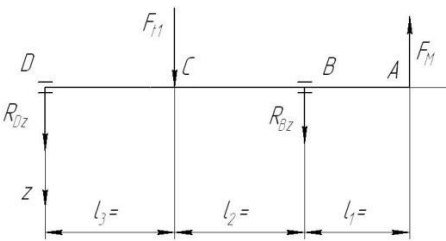
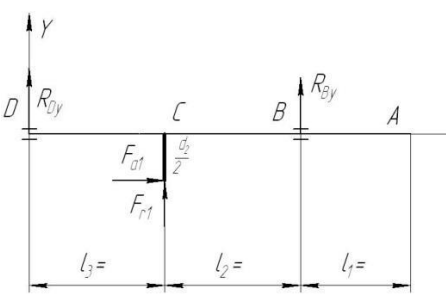
$$F_M = 23 \cdot \sqrt[3]{T_{\text{дв}}^2 \cdot K} = 23 \cdot \sqrt[3]{71,7^2 \cdot 3} = 258,072 (\text{Н}).$$

где $T_{\text{дв}}$ — крутящий момент на валу двигателя;

K — коэффициент режима для тяжелого режима работы $K = 3$;

Составляем расчетные схемы нагружения вала.

Таблица 6.1 - Определение реакций опор ведущего вала

 Рисунок 6.1 - Расчетная схема нагружения вала в плоскости XDZ	Составляем уравнения равновесия: $\sum M_D(F_i) = 0, -R_{Bz} \cdot (l_2 + l_3) + F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{t1} \cdot l_3 = 0.$ $\sum M_B(F_i) = 0, -R_{Dz} \cdot (l_2 + l_3) + F_M \cdot l_1 + F_{t1} \cdot l_2 = 0.$ Выражаем реакции опор: $R_{Bz} = \frac{F_{t1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_M \cdot l_3}{l_2 + l_3} = \frac{258,1 \cdot (70 + 37 + 40) - 1330,9 \cdot 40}{37 + 40} = -198,6$ $R_{Dz} = \frac{-F_{t1} \cdot l_2 - F_M \cdot l_1}{l_2 + l_3} = \frac{-1330,9 \cdot 37 - 258,1 \cdot 70}{37 + 40} = -874,1$ Проверка: $\sum M_D(F_i) = 0, R_{By} \cdot (l_2 + l_3) + F_{r1} \cdot l_3 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0.$ $F_{t1} - R_{Dz} - F_{t1} - R_{Bz} = 258,1 - (-874,1) - 1330,9 - (-198,6) = 0.$
 Рисунок 6.2 - Расчетная схема нагружения вала в плоскости XDY	Составляем уравнения равновесия: $\sum M_D(F_i) = 0, R_{By} \cdot (l_2 + l_3) + F_{r1} \cdot l_3 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0.$ $\sum M_B(F_i) = 0, -R_{Dy} \cdot (l_2 + l_3) - F_{r1} \cdot l_2 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0.$ Выражаем реакции опор: $R_{By} = \frac{-F_{r1} \cdot l_3 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{-443,5 \cdot 40 - 304,1 \cdot \frac{30,8}{2}}{37 + 40} = -291,2 (\text{Н});$ $R_{Dy} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot l_2}{l_2 + l_3} = \frac{304,1 \cdot \frac{30,8}{2} - 443,5 \cdot 37}{37 + 40} = -152,3 (\text{Н});$

Окончание таблицы 6.1

	Проверка: $\sum F_y = 0. R_{Dy} + F_{r1} + R_{By} = 0.$ $R_{Dy} + F_{r1} + R_{By} = -152,3 + 443,5 + (-291,2) = 0.$
	Суммарная реакция опор Д и В $R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{(-874,1)^2 + (0)^2} = 874,1(H);$ $R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-198,6)^2 + (291,2)^2} = 352,5(H);$

Ведомый вал.

Из предыдущих расчетов имеем:

$$T_2 = 125,9 Нм, F_{t2} = 1361 Н, F_{r2} = 443,5 Н, F_{a2} = 304,1 Н, F_{цеп} = 1500 Н.$$

На основании компоновки определены размеры:

$$l_4 = 37 мм, l_5 = 40 мм, l_6 = 85 мм, d_2 = 185,16 мм;$$

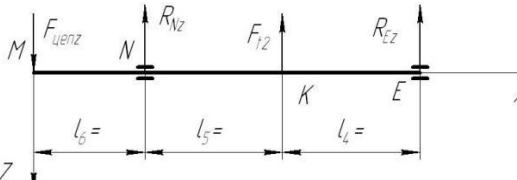
Угол наклона цепной передачи в соответствии с заданием $-\alpha = 30^\circ$

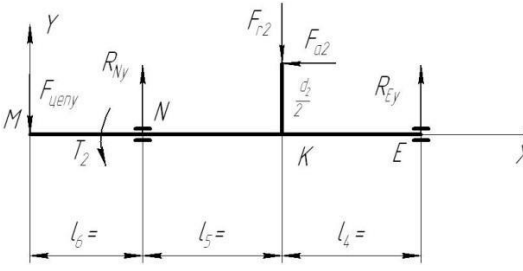
Определим проекции нагрузки $F_{цеп}$ на координатные оси:

$$F_{цenz} = F_{цеп} \cdot \cos \alpha = 1500 \cdot \cos 30^\circ = 1299 Н; F_{цeny} = F_{цеп} \cdot \sin \alpha = 1500 \cdot \sin 30^\circ = 750 Н.$$

Составляем расчетные схемы нагружения вала.

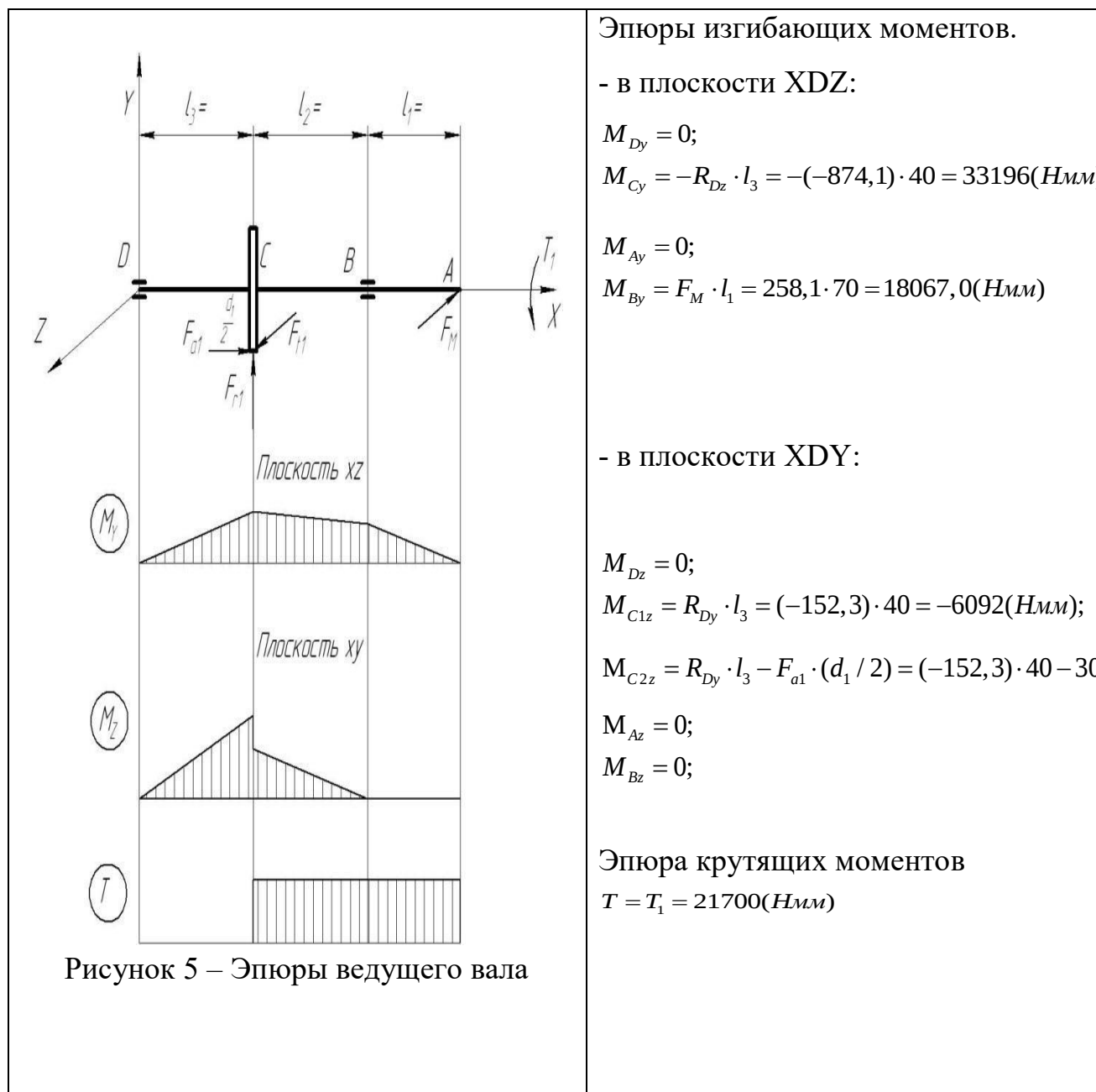
Таблица 6.2- Определение реакций опор ведомого вала

 Рисунок 6.3 - Расчетная схема нагружения вала в плоскости XМZ	Составляем уравнения равновесия: $\sum M_E(F_i) = 0, -R_{Nz} \cdot (l_4 + l_5) + F_{цenz} \cdot (l_4 + l_5 + l_6) - F_{t2} \cdot l_4 = 0$ $\sum M_N(F_i) = 0, -R_{Ez} \cdot (l_4 + l_5) + F_{цenz} \cdot l_6 + F_{t2} \cdot l_5 = 0$ Выражаем реакции опор: $R_{Nz} = \frac{F_{оax} \cdot (l_4 + l_5 + l_6) - F_{t2} \cdot l_4}{l_4 + l_5} = \frac{1299 \cdot (37 + 40 + 85) - 1361 \cdot 37}{37 + 40} = 2078,9(H);$ $R_{Ez} = \frac{-F_{t2} \cdot l_5 - F_{оax} \cdot l_6}{l_4 + l_5} = \frac{-1361 \cdot 40 - 1299,87 \cdot 85}{37 + 40} = -2140,9(H);$ Проверка: $\sum F_z = 0. -F_{цenz} + R_{Nz} + F_{t2} + R_{Ez} = 0$ $-F_{оaxiz} + R_{Nz} + F_{t2} + R_{Ez} = -1299,87 + 2078,9 + 1361 - 2140,9 = 0$
--	--

 Рисунок 6.4 - Расчетная схема нагружения вала в плоскости ХМУ	Составляем уравнения равновесия: $\sum M_E(F_i) = 0, -R_{Ny} \cdot (l_4 + l_5) + F_{r2} \cdot l_4 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{цены} \cdot (l_4 + l_5 + l_6) = 0$ $\sum M_N(F_i) = 0, -R_{Ey} \cdot (l_4 + l_5) - F_{r2} \cdot l_5 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{цены} \cdot l_6 = 0$ Выражаем реакции опор: $R_{Ny} = \frac{F_{r2} \cdot l_4 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{оау} \cdot (l_4 + l_5 + l_6)}{l_4 + l_5} = \frac{443,5 \cdot 37 + 304,1 \cdot \frac{185,16}{2} + 750 \cdot (37 + 40 + 85)}{37 + 40} = 2156,7(H)$ $R_{Ey} = \frac{F_{r2} \cdot l_5 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{оау} \cdot l_6}{l_4 + l_5} = \frac{443,5 \cdot 40 - 304,1 \cdot \frac{185,16}{2} - 750 \cdot 85}{37 + 40} = -963,2(H)$ Проверка: $\sum F_y = 0, R_{Ny} - F_{r2} + R_{Ey} - F_{цены} = 0$. $R_{Ny} - F_{r2} + R_{Ey} - F_{оау} = 2156,7 - 443,5 + (-963,2) - 750 = 0$
	Суммарная реакция опор N и E $R_N = \sqrt{R_{Nz}^2 + R_{Ny}^2} = \sqrt{(2078,9)^2 + (2156,7)^2} = 2995,5(H);$ $R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{(-2140,9)^2 + (963,2)^2} = 2347,6(H);$

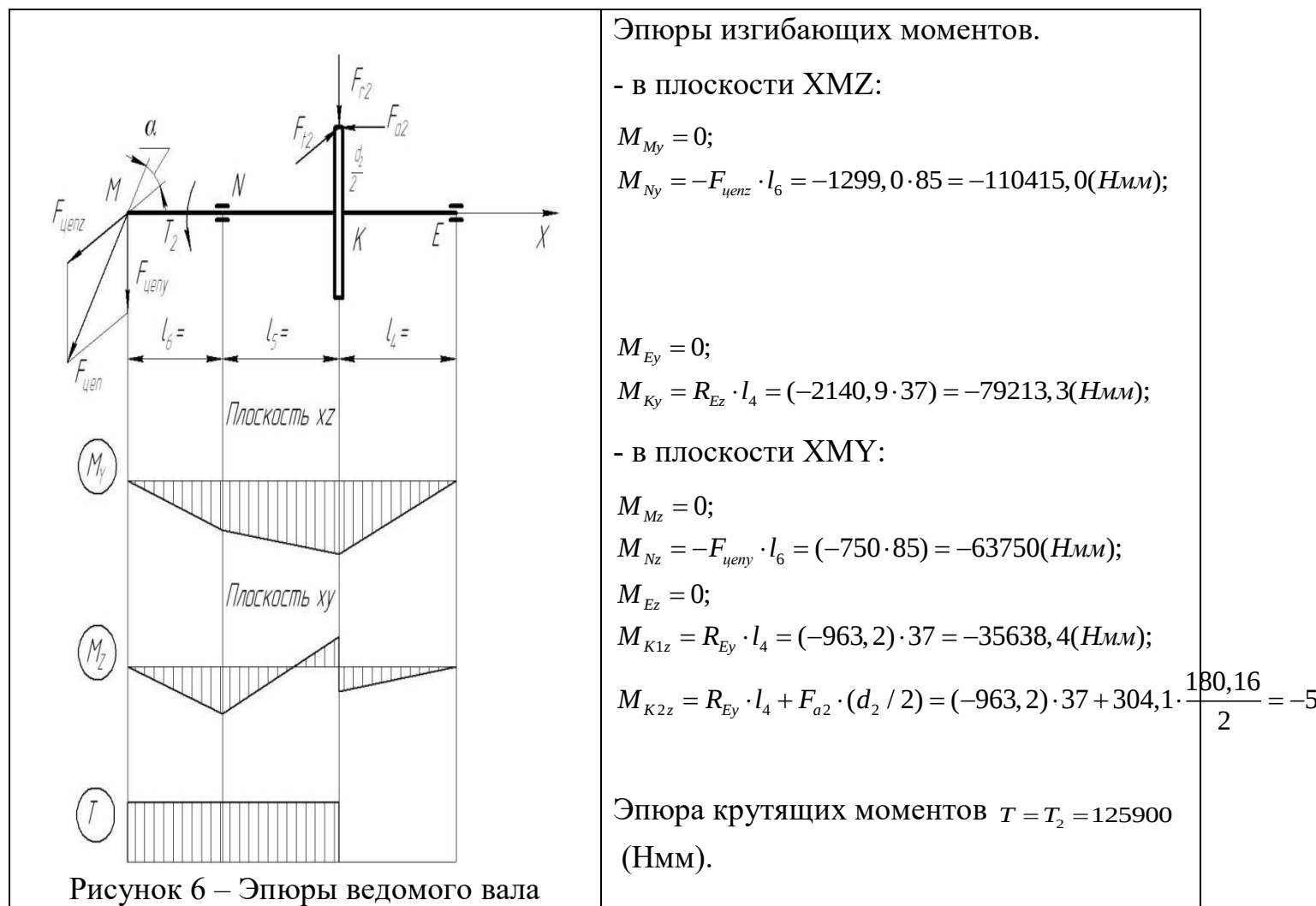
Ведущий вал.

Таблица 6.3- Определение изгибающих моментов в сечениях ведущего вала



Ведомый вал.

Таблица 6.4- Определение изгибающих моментов в сечениях ведомого вала



6.3 Проверочный (уточненный) расчет валов

Уточнённый расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями $[S]$. Прочность соблюдена при $S \geq [S] = 1,5 \dots 3$.

Нормальное напряжение от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по нулевому (пульсирующему).

Расчет производим для опасных сечений валов. Определяем опасные сечения на валах.

6.3.1. Ведущий вал.

Определяем опасное сечение вала.

Суммарные моменты:

$$\sum C = \sqrt{I_{C2z}^2 + I_{Cy}^2} = \sqrt{(10775)^2 + (34965)^2} = 36587,6$$

$$\sum A = \sqrt{I_{Ay}^2 + I_{Az}^2} = \sqrt{(0)^2 + (18067)^2} = 18067$$

$$T_c = T_B = T_1 = 21700(\text{Нмм}).$$

Опасным является сечение ведущего вала I-I, в котором

$$M_{\sum B} = 36587,6 \text{ Нмм имеет наибольшее значение.}$$

Вал выполнен заодно с шестерней, материал вала- сталь 40ХН.

Механические характеристики материала вала, принятые с учетом материала и назначенной ранее твердости HB= 277 ед., представлены в таблице 5.1.

Таблица 6.5-Механические характеристики материала вала

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости для сим-метричного цикла напряжения	
			σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
Сталь40ХН	Таблица 15.1 [3]			
	903	736	461	275

Таблица 6.6 -Расчет на выносливость ведущего вала в опасном сечении

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и численные значения параметров расчетной формулы/рекомендации по определению	Результат Подсчета
1	2	3	4
Форма сечения			Зубчатый эвольвентный профиль
Момент сопротивления сечения при изгибе, мм ³	W	Таблица 15.3(7)	2867 мм ³
		$\frac{3,14 * 30,8^3}{32} = 2867 \text{ мм}^3$	
Момент сопротивления сечения при кручении, мм ³	W _к	Таблица 15.3(7)	5734 мм ³
		$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 * 30,8^3}{16} = 5734 \text{ мм}^3$	

Окончание таблицы 6.6

1	2	3	4
---	---	---	---

Амплитуда нормальных напряжений изгиба, МПа	σ_a	$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{36587,6}{2867} = 12,8$	12,8
Среднее напряжение кручения, МПа	σ_m	Для симметричного цикла нагружения $\sigma_m = 0$	0
Амплитуда напряжений и среднее напряжение кручения, МПа	τ_a	$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{21700}{2 \cdot 5734} = 1,9 \text{ МПа}$	1,9 МПа
Эффективный коэффициент концентрации: при изгибе при кручении		Для концентратора вида <u>Зубья эвольвентные</u> при значении предела прочности $\sigma_b = 903$ МПа для вала-шестерни по табл. 15,8	1,7
			1,55
Масштабный коэффициент: при изгибе при кручении	ε_σ	Для легированной стали при диаметре вала $d = 30,8$ мм по табл. 15.9(2)	0,81
	ε_τ		0,81
Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла: при изгибе при кручении	ψ_σ	При значении предела прочности $\sigma_b = 903$ МПа по табл. 15.2(5)	0,15
	ψ_τ		0,05
Коэффициент безопасности при изгибе	S_σ	$S_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{461}{\frac{1,7}{0,81} 12,8 + 0,15 \cdot 0} = 17,2$	17,2
Коэффициент безопасности при кручении	S_τ	$S_\tau = \frac{\tau - 1}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{275}{\frac{1,55}{0,81} 1,9 + 0,05 \cdot 1,9} = 74,1$	74,1
Общий коэффициент запаса прочности	S	$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{17,2 * 74,1}{\sqrt{17,2^2 + 74,1^2}} = 16,8$	16,8
Допускаемое значение $S_{из}$ условия жесткости и прочности для стальных деталей	[S]	Из условия жесткости и прочности для стальных деталей	2,5

Для ведомого вала $S = 32,02 > [S] = 2,5$. Прочность и жёсткость ведущего вала обеспечена.

6.3.2 Ведомый вал.

Определяем опасное сечение вала.

Суммарные моменты:

$$I_{\sum N} = \sqrt{I_{Ny}^2 + I_{Nz}^2} = \sqrt{(110415)^2 + (63750)^2} = 127497,2$$

$$T_k = T_2 = 125900 \text{ (Нм)}$$

$$I_{\sum K} = \sqrt{I_{Ky}^2 + I_{Kz}^2} = \sqrt{(79213,3)^2 + (35638,4)^2} = 86861,1; T_k = T_2 = 125900 \text{ (Нм)}$$

Опасным является сечение ведомого вала в котором $M_{\sum N} = 127497,2 \text{ Нмм}$ имеет наибольшее значение.

Вал выполнен из среднеугеродистой стали 45,ермически обработанной до твердостиHB= 240 ед. Механические характеристики материала вала ,принятые с учетом диаметра заготовки представлены в таблице 5.2.

Таблица 6.7-Механические характеристики материала вала

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости для сим-метричного цикла напряжения	
			σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
Сталь45	Таблица 15.1 [3]			
	785	540	383	226

Таблица 6.8-Расчет на выносливость ведомого вала в опасном сечении

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и численные значения параметров расчетной формулы/рекомендации по определению	Результат Подсчета
1	2	3	4
Форма сечения			Круг
Момент сопротивления сечения при изгибе, мм ³	W	Таблица 15.3(7) $W = \frac{3.14 \cdot 40,0^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3$	6280 мм ³
Момент сопротивления сечения при кручении, мм ³	W_k	Таблица 15.3(7) $W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40,0^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3$	12560 мм ³
Амплитуда нормальных напряжений изгиба, МПа	σ_a	$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{127497,2}{6280} = 20,3 \text{ МПа}$	20,3 МПа
Среднее напряжение кручения, МПа	σ_m	Для симметричного цикла нагружения $\sigma_m = 0$	0
Амплитуда напряжений и среднее напряжение кручения, МПа	τ_a	$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_k} = \frac{125900}{2 \cdot 12560} = 5,01 \text{ МПа}$	5,01
Эффективный коэффициент концентрации: при изгибе при кручении		Для концентратора вида <u>выточка</u> при значении предела прочности $\sigma_B=785$, отношении $t/r = 0,5$ и $r/d = 0,0125$. Параметры выточки: глубины выточки $t=0,25$ мм и радиус закругления $r=0,5$ мм. (Табл.15,8)	2,02
			1,61
Масштабный коэффициент: при изгибе при кручении	ε_σ	Для легированной стали при диаметре вала $d=30,8$ мм по табл.15.9(2)	0,81
	ε_τ		0,81
Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла: при изгибе при кручении	ψ_σ	При значении предела прочности $\sigma_B=785$ МПа по табл.15.2	0,15
	ψ_τ		0,05
Коэффициент безопасности при изгибе	S_σ	$S_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{383}{\frac{2,02}{0,81} 20,3 + 0,15 \cdot 0} = 7,6$	7,6

Окончание таблицы 6.8

Для ведомого вала $S = 7,2 > [S] = 2,5$. Прочность и жёсткость ведомого вала

Коэффициент безопасности при кручении	S_τ	$S_\tau = \frac{\tau - 1}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{226}{\frac{1,61}{0,81} 5,01 + 0,05 \cdot 5,01} = 22,16$	22,16
Общий коэффициент запаса прочности	S	$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{7,6 * 22,16}{\sqrt{7,6^2 + 22,16^2}} = 7,20$	7,20
Допускаемое значение $S_{из}$ условия жесткости и прочности для стальных деталей	$[S]$	Из условия жесткости и прочности для стальных деталей	2.5

обеспечена.

7 Проверочный расчет подшипников

7.1. Проверочный расчет подшипников ведущего вала

На ведущем валу применяются радиально-упорные шариковые подшипники легкой серии № 36 206 по ГОСТ 18855-78. Характер нагружения этих подшипников определяется областью их применения. Для редукторов всех типов нагрузка на них характеризуется умеренными толчками, вибрационной нагрузкой, кратковременной перегрузкой до 15% от номинальной нагрузки [Таблица 8.9;4]. Рабочая температура подшипников не превышает 70°C. Подшипники установлены по схеме “враспор”.

Таблица 7.1- Данные для проверочного расчета подшипников № 36206

Внутренний диаметр	Наружный диаметр, мм	Ширина внутреннего кольца, мм	Ширина подшипника, мм	Динамическая грузоподъемность, Н	Грузоподъемность, Н	Угол давления, градусы	Срок службы, час	Частота вращения, мин ⁻¹	Реакции левой опоры, Н	Реакции правой опоры, Н	Осевая сила от внешних усилий на вал, Н	Рабочая температура подшипника, °C	Характер нагружения
d	D	B	T	C	C_0	α	L_h	n	R_D	R_B	F_a	t	Умеренные толчки, вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 15% от номинальной нагрузки
Стандарт на подшипник 36206 ГОСТ18855-78							Зада-ние	Разделы					
30	62	18	18	22000	12000	12	4000	1430	829,9	388,8	327,8	70	

1.Вращается вал. 2.Расчетная схема при установке подшипников “Враспор”:

Так как частота вращения подшипников ведущего вала $n_1 = 1430,0 \text{ мин}^{-1}$, то производим расчет пригодности подшипников по динамической грузоподъемности.

При расчете учитывали, что при установке вала на радиально-упорные подшипники на него, помимо внешних осевых сил от установленных деталей, действуют внутренние реакции S от подшипников.

В общем случае внешние осевые силы, действующие на вал от установленных деталей, могут быть заменены результирующим вектором F_a . Тогда на вал будут действовать три силы: F_a , S_D – от подшипника D, S_B – от подшипника B. Если алгебраическая сумма этих сил не равна 0, то вал будет стремиться сместиться в осевом направлении в пределах осевых зазоров в подшипниках.

При этом один из подшипников будет удерживать вал от смещения и будет являться удерживающим.

Для удерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ будет равна алгебраической сумме F_a и внутренней реакции S недерживающего подшипника. Для недерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ равна по величине его внутренней реакции S . [4, стр. 109].

Результаты проверочного расчета подшипников установленных на ведущем валу в опорах В и D, представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.2- Результаты проверочного расчета подшипников
№ 36206

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и численные значения параметров расчетной формулы/рекомендации по определению	Результаты
1	2	3	4
Параметр осевого нагружения подшипника В	e_B	Для шариковых радиально упорных по Табл.8.5 [4] при $F_a / C_o = 327,8/12000 = 0,027$ по Табл.8.5 [4]	0,34
Параметр осевого нагружения подшипника D	e_D	Для шариковых радиально упорных по Табл.8.5 [4] при $F_a / C_o = 327,8/12000 = 0,027$ по Табл.8.5 [4]	0,34
Дополнительные осевые усилия в подшипнике В, Н	S_B	Для шариковых радиально упорных по формуле 8.6 [4] $S_B = eR_B = 0,34 \cdot 388,8 = 132,2 \text{ Н}$	132,2
Дополнительные осевые усилия в подшипнике D, Н	S_D	Для шариковых радиально упорных по формуле 8.6 [4] $S = eR_D = 0,34 \cdot 829,9 = 282,2 \text{ Н}$	282,2
Направление смещения вала под действием осевых сил		$F_a + S_D = 327,8 + 282,2 = 610 \text{ Н} > S_D = 282,2 \text{ Н}$.	К опоре В
Обозначение удерживающей опоры на расчетной схеме в таблице 7.1		Схема в таблице 7.1	В
Суммарная осевая сила на подшипник В, Н:	$F_{a\Sigma B}$	Для удерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ будет равна алгебраической сумме F_a и внутренней реакции S недерживающего подшипника $F_{a\Sigma B} = F_a + S_D = 327,8 + 282,2 = 610 \text{ Н}$	610,0
Суммарная осевая сила на подшипник D, Н:	$F_{a\Sigma D}$	Для недерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ равна по величине его внутренней реакции S $F_{a\Sigma D} = S_D = 282,2 \text{ Н}$.	282,2
Коэффициент вращения	V	При вращении внутренних колец $V = 1$ [4, стр. 104]	1,0
Отношение $F_{a\Sigma B} / (V \cdot R_B)$ для подшипника В	$F_{a\Sigma B} / (V \cdot R_B)$	$F_{a\Sigma B} / (V \cdot R_B) = 610,0 / 1 \cdot 388,8 = 1,56$	1,56
Коэффициент радиальной нагрузки для подшипника В	X_B	При $e = 0,34 < F_{a\Sigma B} / (V \cdot R_B) = 1,56$ с учетом значения e по табл.8.5 [4]	0,45
Коэффициент осевой нагрузки для подшипника В	Y_B	При $e = 0,34 < F_{a\Sigma B} / (V \cdot R_B) = 1,56$ с учетом значения e по табл.8.5 [4]	1,63
Отношение $F_{a\Sigma D} / (V \cdot R_D)$ для подшипника D	$F_{a\Sigma D} / (V \cdot R_D)$	$F_{a\Sigma D} / (V \cdot R_D) = 282,2 / 1 \cdot 829,9 = 0,34$	0,34
Коэффициент радиальной нагрузки для подшипника D	X_D	При $e = 0,34 = F_{a\Sigma D} / (V \cdot R_D) = 0,34$ согласно стр. 104 [4]	1,0

Окончание таблицы 7.2

1	2	3	4
Коэффициент осевой нагрузки для подшипника D	Y_D	При $e = 0,34 = F_{a\Sigma D} / (V \cdot R_D) = 0,34$ с учетом значения e по табл.8.5[4]	0
Коэффициент безопасности	K_δ	В зависимости от характера нагружения по табл.8.9[4]	1,5
Коэффициент температурный	K_T	В зависимости от рабочей температуры подшипника по табл.8.10[4]	1,0
Приведенная нагрузка для , подшипника B,H	P_B	$P_B = (X_B V R_B + Y_B F_{a\Sigma B}) K_\delta K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 388,8 + 1,63 \cdot 610,0) \cdot 1,5 \cdot 1,0 = 1753,9$	1753,9
Приведенная нагрузка для подшипника D,H	P_D	$P_D = (X_D V R_D + Y_D F_{a\Sigma D}) K_\delta K_T = (1,0 \cdot 1 \cdot 829,9 + 0 \cdot 282,2) \cdot 1,5 \cdot 1,0 = 1250,2$	1244,8
Номинальная долговечность подшип-ника B, часов	L_{hB}	$L_{hB} = \left(\frac{C}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{22000}{1753,9} \right)^3 \frac{10^6}{60 \times 1430} = 23002$	23002,0
Номинальная долговечность подшип-ника D, часов	L_{hD}	$L_{hD} = \left(\frac{C}{P_D} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{22000}{1244,8} \right)^3 \frac{10^6}{60 \times 1430} = 64340,1$	64340,1

Пригодность подшипников №36206 по сроку службы, установленных на ведущем валу в опорах B и D , обеспечена

$$L_{hB} = 23002 \div \dot{a} \ddot{n} > L_h = 4000 \div \dot{a} \ddot{n},$$

$$L_{hD} = 63540 \div \dot{a} \ddot{n} > L_h = 4000 \div \dot{a} \ddot{n}.$$

7.2 Проверочный расчет подшипников ведомого вала

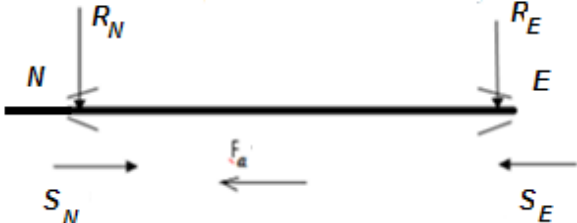
На ведомом валу применяются радиально-упорные шариковые подшипники легкой серии № 36 208 по ГОСТ 18855-78. превышает 70°C. Подшипники установлены по схеме “враспор”.

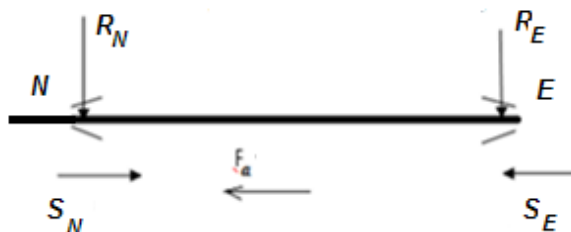
Так как частота вращения подшипников ведомого вала $n = 235,0 \text{ мин}^{-1}$, то производим расчет пригодности подшипников по динамической грузоподъемности.

При расчете учитывали, что при установке вала на радиально-упорные подшипники на него, помимо внешних осевых сил от установленных деталей, действуют внутренние реакции S от подшипников.

В общем случае внешние осевые силы, действующие на вал от установленных деталей, могут быть заменены результирующим вектором F_a . Тогда на вал будут действовать три силы: F_a , S_N – от подшипника N, S_E – от подшипника E. Если алгебраическая сумма этих сил не равна 0, то вал будет стремиться сместиться в осевом направлении в пределах осевых зазоров в подшипниках. При этом один из подшипников будет удерживать вал от смещения и будет являться удерживающим.

Таблица 7.3- Данные для проверочного расчета подшипников № 36208

Внутренний диаметр	Наружный диаметр, мм	Ширина внутреннего кольца, мм	Ширина подшипника, мм	Динамическая грузоподъемность, Н	грузоподъемность, Н	Угол давления, градусы	Срок службы , час	Частота вращения, мин ⁻¹	Реакции левой опоры, Н	Реакции правой опоры, Н	Осевая сила от внешних усилий на вал, Н	Рабочая температура подшипника , °С	Характер нагружения
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>T</i>	<i>C</i>	<i>C_o</i>	<i>α</i>	<i>L_h</i>	<i>n</i>	<i>R_N</i>	<i>R_E</i>	<i>F_a</i>	<i>t</i>	Умеренные толчки, вибрационная нагрузка ; кратковременные перегрузки до 15% от номинальной нагрузки
Стандарт на подшипник 36208 ГОСТ18855-78							Зада-ние	Разделы					
40	80	18	18	38900	23200	12	4000	235	3039,2	2345,2	327,8	70	
1.Вращается вал. 2.Расчетная схема при установке подшипников “Враспор”:													
													



Так как частота вращения подшипников ведомого вала $n = 235,0 \text{ мин}^{-1}$, то производим расчет пригодности подшипников по динамической грузоподъемности.

При расчете учитывали, что при установке вала на радиально-упорные подшипники на него, помимо внешних осевых сил от установленных деталей, действуют внутренние реакции S от подшипников.

Для удерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ будет равна алгебраической сумме F_a и внутренней реакции S недерживающего подшипника. Для недерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ равна по величине его внутренней реакции S . [4, стр.109].

Результаты проверочного расчета подшипников установленных на ведущем валу в опорах N и E , представлены в таблице 7.4.

Таблица 7.4- Результаты проверочного расчета подшипников
№ 36208

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и численные значения параметров расчетной формулы/рекомендации по определению	Результаты
1	2	3	4
Параметр осевого нагружения подшипника N	e_N	Для шариковых радиально упорных по Табл.8.5 [4] при $F_a / C_o = 327,8/23200 = 0,014$ по Табл.8.5 [4]	0,30
Параметр осевого нагружения подшипника E	e_E	Для шариковых радиально упорных по Табл.8.5 [4] при $F_a / C_o = 327,8/23200 = 0,014$ по Табл.8.5 [4]	0,30
Дополнительные осевые усилия в подшипнике N, Н	S_N	Для шариковых радиально упорных по формуле 8.6 [4] $S_N = e_N F_{a\Sigma N} = 0,30 \cdot 3039,2 = 911,8 \text{ Н}$	911,8
Дополнительные осевые усилия в подшипнике E, Н	S_E	Для шариковых радиально упорных по формуле 8.6 [4] $S_E = e_E F_{a\Sigma E} = 0,30 \cdot 2345,2 = 703,6 \text{ Н}$	703,6
Направление смещения вала под действием осевых сил		$F_a + S_E = 327,8 + 703,6 = 1031,4 \text{ Н} > S_N = 911,8 \text{ Н}$.	К опоре N
Обозначение удерживающей опоры на расчетной схеме в таблице 7.3		Расчетная схема в таблице 7.3	N
Суммарная осевая сила на подшипник N, Н:	$F_{a\Sigma N}$	Для удерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ будет равна алгебраической сумме F_a и внутренней реакции S неудерживающего подшипника $F_{a\Sigma N} = F_a + S_E = 327,8 + 703,6 = 1031,4 \text{ Н}$	1031,4
Суммарная осевая сила на подшипник E, Н:	$F_{a\Sigma E}$	Для неудерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ равна по величине его внутренней реакции S $F_{a\Sigma E} = S_E = 703,6 \text{ Н}$.	703,6
Коэффициент вращения	V	При вращении внутренних колец $V = 1$ [4, стр.104]	1,0
Отношение $F_{a\Sigma N} / (V \cdot R_N)$ для подшипника N	$F_{a\Sigma N} / (V \cdot R_N)$	$F_{a\Sigma N} / (V \cdot R_N) = 1031,4 / 1 \cdot 3039,2 = 0,34$	0,34
Коэффициент радиальной нагрузки для подшипника N	X_N	При $e = 0,30 < F_{a\Sigma N} / (V \cdot R_N) = 0,34$ с учетом значений параметра e и угла контакта α по табл.8.5[4]	0,45
Коэффициент осевой нагрузки для подшипника N	Y_N	При $e = 0,30 < F_{a\Sigma N} / (V \cdot R_N) = 0,34$ с учетом значения угла контакта α и значений параметра e по табл.8.5[4]	1,81
Отношение $F_{a\Sigma E} / (V \cdot R_E)$ для подшипника E	$F_{a\Sigma E} / (V \cdot R_E)$	$F_{a\Sigma E} / (V \cdot R_E) = 703,6 / 1 \cdot 2345,2 = 0,30$	0,30
Коэффициент радиальной нагрузки для подшипника D	X_E	При $e = 0,30 = F_{a\Sigma E} / (V \cdot R_E) = 0,30$ осевая нагрузка не оказывает влияния на долговечность и $X_E = 1,0$ [стр.104 4]	1,0
Коэффициент осевой нагрузки для подшипника E	Y_E	При $e = 0,30 = F_{a\Sigma E} / (V \cdot R_E) = 0,30$ осевая нагрузка не оказывает влияния на долговечность и $Y_E = 0$ [стр.104 4]	0
Коэффициент безопасности	K_0	В зависимости от характера нагружения по табл.8.9[4]	1,5
Коэффициент температурный	K_T	В зависимости от рабочей температуры подшипника по табл.8.10[4]	1,0
Приведенная нагрузка для , подшипника N, Н	P_N	$P_N = (X_N V R_N + Y_N F_{a\Sigma N}) K_0 K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 3039,2 + 1,81 \cdot 1031,4) \cdot 1,5 \cdot 1,0 = 4851,7$	4851,7
Приведенная нагрузка для подшипника E, Н	P_E	$P_E = (X_E V R_E + Y_E F_{a\Sigma E}) K_0 K_T = (1,0 \cdot 1 \cdot 2345,2 + 0 \cdot 703,6) \cdot 1,5 \cdot 1,0 = 3517,8$	3517,8

Окончание таблицы 7.4

1	2	3	4
Номинальная долговечность подшипника N , часов	L_{hN}	$L_{hN} = \left(\frac{C}{D_N} \right)^{\delta} \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{38900}{4851,7} \right)^3 \frac{10^6}{60 \times 235} = 36555,1$	36555,1
Номинальная долговечность подшипника E , часов	L_{hE}	$L_{hE} = \left(\frac{C}{D_E} \right)^{\delta} \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{38900}{3517,8} \right)^3 \frac{10^6}{60 \times 235} = 95899,5$	

Пригодность подшипников №36208 по сроку службы, установленных на ведущем валу в опорах B и D , обеспечена

$$L_{hB} = 36555,1 \text{ час} \succ L_h = 4000 \text{ час},$$

$$L_{hD} = 95899,5 \text{ час} \succ L_h = 4000 \text{ час}.$$

8 Выбор и проверочный расчет муфт

В данном приводе для соединения входного вала редуктора диаметром $d_{\text{в}} = 25$ мм с валом электродвигателя диаметром $d_{\text{эд}} = 28$ мм применена компенсирующая упругая втулочно-пальцевая муфта типа МУВП по ГОСТ 21424-93. Данная муфта в процессе работы привода будет передавать вращающий момент $T_{\text{дв}} = 22,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и вращаться с частотой $n_{\text{дв}} = 1410 \text{ об} \cdot \text{мин}^{-1}$.

Выбор муфты осуществляется по расчетному моменту:

$$T_p = k \cdot T_{\text{дв}} < [T] \quad (8.1)$$

где k - коэффициент режима работы для привода от электродвигателя и зависит от вида приводимой машины;

$[T]$ – номинальный вращающий момент передаваемый муфтой.

Для привода цепного конвейера по табл. 17.1 [3] принимаем $k = 2,0$.

Тогда значение расчетного момента по формуле 9.1

$$T_p = 2,0 \cdot 22,4 = 53,49 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С учетом значения расчетного момента $T_p = 53,49 \text{ Н} \cdot \text{м}$, диаметров $d_{\text{в}} = 25$ мм и $d_{\text{эд}} = 28$ мм по табл. 17.8 [3, ГОСТ 21424-93] выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую МУВП с номинальным крутящим моментом $[T] = 125 \text{ Нм}$ с цилиндрическими отверстиями в полумуфтах для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66 (исполнения 2), климатического исполнения У (для умеренного климата) и категории 3 по ГОСТ 15150, с предельной частотой вращения 4600 мин^{-1} .

Муфта упругая втулочно-пальцевая 125-28-2-32-2-У3 ГОСТ 21424-93.

Сочетание полумуфт с различными диаметрами отверстий в пределах одного номинального крутящего момента допускается п.10 ГОСТ 21424-93.

Основные параметры выбранной муфты представлены в таблице 9.1.

Таблица 8.1-Основные размеры выбранной муфты МУВП 125-28-2-32-2-У3
ГОСТ 21424-93

d, мм	[T], Нм	D, мм	D ₀ , мм	L, мм	l, мм	Пальцы			Втулки		Масса, кг
						d _п , мм	l _п , мм	z, шт	d _{вт} , мм	l _{вт} , мм	
28/25	125	140	84	89	42	14	33	4	27	28	4.4

Масса- <http://www.uralremdetal.ru/production/mufty-muvp/>

Проверочный расчет упругой втулочно-пальцевой муфты заключается в расчете пальцев на изгиб и резиновых втулок на смятие поверхности втулок, соприкасающихся с пальцами.

Условие прочности пальца на изгиб:

$$\sigma_u = \frac{10 \cdot T_p \cdot l_n}{D_0 \cdot z_n \cdot d_n^3} \leq [\sigma_u]$$

где $[\sigma_u]$ - допускаемое напряжение при изгибе.

Принимаем $[\sigma_u] = 80 \text{ МПа}$ [Стр.372,3]

$$\sigma_u = \frac{10 \cdot 22,4 \cdot 10^3 \cdot 33}{84 \cdot 4 \cdot 14^3} = 8,0 \text{ МПа} \leq [\sigma_u] = 80 \text{ МПа}.$$

Условие прочности пальцев соблюдается.

Условие прочности резиновых втулок на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_p}{D_0 \cdot z_n \cdot d_n \cdot l_{вт}} \leq [\sigma_{см}]$$

где $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие для материала втулок. Для резины $[\sigma_{см}] = 1,8 \text{ МПа}$. [Стр.372,3]

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 22,4 \cdot 10^3}{84 \cdot 4 \cdot 14 \cdot 28} = 0,30 \leq [\sigma_{см}] = 1,8 \text{ МПа}.$$

Условие прочности втулок соблюдается. Муфта работоспособна.

Вследствии несоосности соединяемых муфтой валов на вал редуктора в середине посадочной поверхности действует радиальная сила F_M

Значение F_M в Н при $T_{\dot{a}\dot{a}}$ в Нм рассчитывается по эмпирической формуле [Стр.115, 7]

$$F_M = 23 \cdot \sqrt[3]{T_{\dot{a}\dot{a}}^2 \cdot k} = 23 \sqrt[3]{22,4^2 \cdot 2} = 229,7 \text{ Н}.$$

9 Расчет шпоночных соединений

Для передачи вращающего момента T между валами и установленными на них муфтой, зубчатым колесом и звездочками цепной передачи применены шпоночные соединения призматическими шпонками. С целью облегчения монтажа на валы применены шпонки исполнения 1 (со скругленными торцами) по ГОСТ 23360-78, изготовленные из стали по ГОСТ 8786-68 с пределом прочности не менее $\sigma_b = 590 \text{ МПа}$. Геометрические параметры шпоночного соединения (рисунок 9.1) определены согласно ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра вала на посадочном участке. Длина шпонок l выбрана из стандартного ряда на 10 мм меньше длины ступицы $L_{ст}$.

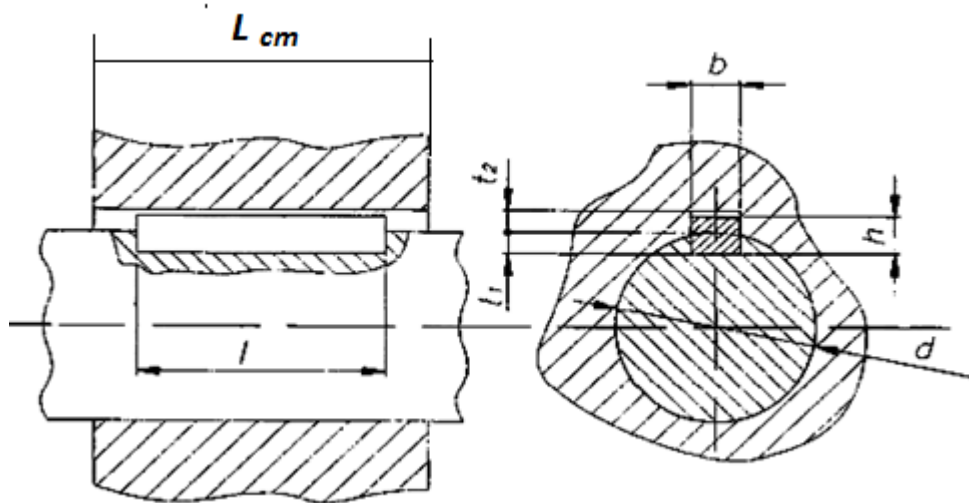


Рисунок 9.1 – Эскиз шпоночного соединения.

Таблица 9.1 - Параметры шпоночных соединений [Стр.164 ; 5].

Вал	Соединение	Диаметр вала d_{el} , мм	По ГОСТ 23360-78				
			Размеры шпонки, мм			Глубина паза, мм	
			Длина $l_{шп}$	ширина b	высота h	вала t_1	втулки t_2
Ведущий	Муфта-вал	25	32	8	7	4	3,3
Ведомый	Колесо-вал	42	45	12	11	7	4,4
	Звездочка-вал	32	45	10	9	5,5	3,8
Вал контр-привода	Звездочка-вал	55	45	16	14	9	5,4

При стандартных размерах прочность на изгиб и срез элементов шпоночного соединения обеспечивается при условии прочности на смятие рабочих граней шпонки.

Проверочный расчет шпоночных соединений заключается в расчете напряжений смятия, действующих на выступающих из вала боковых гранях шпонки, по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T \cdot 1000}{d \cdot (l - b) \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (9.1)$$

где T - вращающий момент на валу, Нм;

l, b, h, t_1 - размеры шпоночного соединения в мм (Таблица 8.1);

$[\sigma_{\text{см}}]$ - допускаемое напряжение смятия для материала шпонки, МПа.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{см}}]$ назначают с учетом подвижности соединения, типа посадки и материала ступицы, характера нагрузки.

В проектируемом редукторе применены неподвижные шпоночные соединения. Муфта, зубчатое колесо и звездочки цепной передачи садятся на валы с натягом [Стр.115;6]. В нагрузке на шпоночные соединения отсутствуют резкие изменения нагрузки. С учетом перечисленных факторов $[\sigma_{\text{см}}] = 110$ МПа. [Стр.115;6]

Результаты проверочного расчета шпоночных соединений по формуле 9.1 представлены в таблице 9.2.

Таблица 9.2 – Результаты проверки шпоночного соединения на смятие

Вал	Соединение	Момент вращ. T , Нм	Шпонка $b \times h \times l$, мм	Напряжение смятия, МПа	
				Расчетные значения $\sigma_{\text{см}}$	Допускаемое $[\sigma_{\text{см}}]$
Ведущий	Муфта-вал	22,4	8 × 7 × 32	$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 22,4 \cdot 1000}{25 \cdot (32 - 8) \cdot (7 - 4)} = 24,9$	110,0
Ведомый	Колесо-вал	125,9	12 × 11 × 45	$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 125,9 \cdot 1000}{42 \cdot (45 - 12) \cdot (11 - 7)} = 45,4$	
	Звездочка-вал	125,9	10 × 9 × 45	$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 125,9 \cdot 1000}{32 \cdot (45 - 10) \cdot (9 - 5,5)} = 45,4$	
Вал контр-привода	Звездочка-вал	333,4	16 × 14 × 45	$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 333,4 \cdot 1000}{55 \cdot (45 - 16) \cdot (14 - 9)} = 83,6$	

Для всех шпоночных соединений условие прочности (9.1) выполняется.

На ведущем валу могут быть применена шпонка следующего наименования: Шпонка 8 × 7 × 32 ГОСТ 23360-78 (соединение “Муфта-вал”). На ведомом валу могут быть применены шпонки: Шпонка 12 × 11 × 45 ГОСТ 23360-78 (соединение “Колесо-вал”) и Шпонка 12 × 11 × 45 ГОСТ 23360-78 (соединение “Звездочка-вал”). На валу контрпривода может быть установлена шпонка: Шпонка 16 × 14 × 45 ГОСТ 23360-78 (соединение “Муфта-вал”).

10. Подбор посадок и отклонений

Для установки элементов передач и редуктора назначаем следующие посадки по рекомендациям (Таблица 8, [4]):

установка зубчатого колеса и шестерни на вал - $H7/r6$;

установка муфт на валы - $H7/m6$;

установка звездочки на вал - $H7/m6$;

установка колец на вал и в корпус редуктора - $H7/d11$;

установка втулки распорной на вал - $H7/d11$;

установка крышек подшипниковых узлов в корпус редуктора - $H7/h8$.

Шпонки на вал устанавливаются с посадкой $P9/h9$, а во втулку - $Is9/h9$.

Участки валов под установку подшипников качения обрабатывают с полем допуска $к6$, а отверстия в корпусе редуктора под наружные кольца подшипников качения - с полем допуска $H7$ [3].

Отклонения в соответствии с выбранными посадками назначаются по [3,4].

Показатели точности формы и отклонений деталей привода назначают по [3,4].

Показатели шероховатости принимают по [3,4].

11. Выбор смазки

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

В горизонтальном редукторе возможно погружение вращающихся колес в масляную ванну.

По результатам расчетов окружная скорость вращения зубчатого колеса $v = 2,28$ м/с.

Данная скорость не превышает предельной (стр.234[8]) скорости $v = 12$ м/с и может быть применена смазка погружением колес в масляную ванну. Скорость достаточна (стр.234[9]) для смазывания всех зубчатых колес масляным туманом при погружении тихоходного колеса в масло.

Выбор марки масла производим по кинематической вязкости с учетом прочности материала (σ_v) и окружной скорости колес (стр.108,109[10]). Требуемая вязкость при температуре 50° будет

$$v_{50} = v_1 \times \sqrt{V} = 170 \times \sqrt{2,28} = 256,7 \text{ мм}^2/\text{с}.$$

Марку масла выбираем по табл. 2.3 [10]. При окружной скорости до $2,7$ м/с, контактных напряжениях в передаче до 600 Мпа , требуемой кинематической вязкости масла $200,4 \text{ мм}^2/\text{с}$, может быть принято масло ИТП-200(ИТД-460) по ТУ 38.1011337-90.

Объем масляной ванны должен быть не менее (стр.234 [10])

$$V_M \geq 0,3 \times P_{\text{эд,тр}} = 0,3 \times 3,3 = 0,99 \text{ дм}^3 = 0,99 \text{ л}.$$

Глубина погружения колеса может быть:

$$h_M \geq (2m \dots 0,25d_{f2} = 2 * 1,5 \dots 0,25 * 181,41 \geq 10 \text{ мм}.$$

$$h_M \geq (2m \dots 0,25d_{f2} = 2 * 1,5 \dots 0,25 * 181,41 \geq 10 \text{ мм} = 10 \dots 45,3 \text{ мм}.$$

Окончательно глубина погружения назначается после проектирования корпуса редуктора.

Окружная скорость вращения тихоходного колеса $v = 2,67$ м/с. достаточна (стр.234[8]) для смазки подшипников масляным туманом.

При работе передач продукты изнашивания постепенно загрязняют масло и смазку. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора и смазку в подшипниковых гнездах, периодически меняют. Периодичность замены -1 раз в год.

Для наблюдения за уровнем масла в корпусе устанавливаем контрольный щуп.

При длительной работе в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса. Это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость корпуса сообщают с внешней средой путем установки отдушины в его верхней части.

12 Описание процессов сборки, разборки и регулировки редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают масляной краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора начиная с узлов валов.

На ведущий вал насаживают и шарикоподшипники предварительно нагретые в масле до 80...100 °С.

На ведомый и промежуточный валы закладывают шпонки и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала, затем надевают распорную втулку, устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле. Собранные валы закладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, предварительно покрыв поверхность стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого на ведомый вал надевают распорные кольца, в подшипниковые камеры крышки закладывают солидол, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Затем проверяется проворачивание валов, отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами. Потом ввертывают пробку масло спускного отверстия с прокладкой и устанавливают маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона, закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями эксплуатации.

Разборку редуктора осуществляем в последовательности, обратной сборке, предварительно слив масло.

13 Проектирование рамы привода

Рама является базовым элементом привода. От ее точности и жесткости зависит работоспособность всей установки. Раму сваривают из швеллеров. На прочность и жесткость раму не рассчитывают.

Рамы на индивидуальные фундаменты или на общем бетонном полотне толщиной 100–500 мм, притягивают фундаментными болтами и подливают цементным раствором.

Исходными данными для проектирования рамы являются присоединительные размеры электродвигателя, редуктора, муфты и вала контрпривода.

Присоединительные размеры электродвигателя серии АИР типа 100L4У2: $l_{10} = 140$ мм, $b_{10} = 160$ мм, $B_D = 162$ мм, $L_D = 265$ мм, $h_D = 100$ мм. (Рисунок) $d_{17} = 12$ мм.

Присоединительные размеры редуктора: $l_P = 140$ мм, $l_{PI} = 110$ мм, $b_P = 125$ мм,

$B_P = 162$ мм, $L_P = 265$ мм, $h_P = 145$ мм, $d_1 = 16$ мм. (Рисунок).

Присоединительные размеры вала контрпривода: $l_{KP} = 140$ мм, $b_{KP} = 125$ мм, $B_{KP} = 290$ мм, $L_{KP} = 300$ мм, $d_{KP} = 16$ мм.

Межосевое расстояние цепной передачи $a = 800$ мм.

Используем присоединительные размеры редуктора и контрпривода, межосевое расстояние цепного привода определяем ориентировочную длину рамы по наиболее длинной стороне

$$L_{PM} = l_{PI} + a + 0,5 B_{KP} = 110 + 800 + 0,5 \times 290 = 1055 \text{ мм.}$$

Принимаем длину рамы $L_{PM} = 1060$ мм.

Определяем высоту профиля швеллера

$$H_{ш} \geq (0,09 \dots 0,12) L_{PM} = (0,09 \dots 0,12) 1055 = 94,9 \dots 126,6 \text{ мм.}$$

Применяем швеллер №16 серии аУ с размером поперечного сечения $h_c = 160$ мм и $b_c = 68$ мм. (Приложение)

Под раму и редуктор предусматриваем пластики толщиной $t = 6$ мм.

Диаметр фундаментных болтов и их количество принимаем в зависимости от длины рамы L_{PM} . При $L_{PM} = 1060 \text{ мм} > 700 \text{ мм}$ из Приложения устанавливаем диаметр резьбы фундаментных болтов $d_6 = 20 \text{ мм}$, т.е. М 20.

Количество болтов $n = 6$.

Размеры фундаментных болтов представлены ниже.

Оси фундаментных болтов располагаем на расстоянии K не менее 52 мм.
(Приложение)

Заключение

В результате выполнения курсового проекта мы закрепили и обобщили знания, полученные при изучении дисциплины. Получили навыки необходимые для правильного оформления курсовых проектов и чертежей в соответствии со стандартами.

Целью данного проекта является проектирование привода, который состоит как из стандартных деталей, так и из деталей, форма и размеры которых определяются на основе конструкторских, технологических, экономических и других нормативов.

Изучили конструкцию привода. Ознакомились с различными методами расчета сопряжений и выбора посадок. Получили навыки назначения шероховатостей и допусков формы и расположения на соответствующие поверхности. Изучили основные технические справочники по конструированию механизмов, по стандартизации и взаимозаменяемости.

В ходе решения поставленной задачи, была освоена методика выбора элементов привода, получены навыки проектирования, позволяющие обеспечить необходимый технический уровень, надежность и долгий срок службы механизма.

Опыт и навыки, полученные в ходе выполнения курсового проекта, будут востребованы при выполнении, как курсовых проектов, так и дипломного проекта.

Спроектированный привод обладает хорошими свойствами по всем показателям.

Разработанная техническая документация может быть использована при разработки модернизированных приводов для АПК.

Список используемой литературы

1. Детали машин и основы конструирования: методические указания по курсовому проектированию. Ч. 1/ БГАТУ, кафедра сопротивления материалов и деталей машин; сост. Агейчик В. А. [и др.]. – Минск, 2007.-200с.
2. Кузьмин А.В. Расчеты деталей машин / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – Мн., Выш. школа, 1986.-400 с.
3. Основы конструирования деталей машин: пособие/сост: В.А. Агейчик [др.] – Минск ; БГАТУ, 2009.-268 с.
4. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: учебное пособие/ Л.В.Курмаз, А.Т.Скойбеда.-Мн.: УП Техпринт”, 2002.-290 с.
5. Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин: пособие /сост.: Н.Н. Романюк [др.]. – Минск: БГАТУ, 2014.-172 с.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
				<u>Документация</u>			
A1			02.48.021.01.000СБ	Сборочный чертёж			
A4			02.48.021.00.000ПЗ	Пояснительная записка			
				<u>Сборочные единицы</u>			
		1	02.48.021.01.001СБ	Крышка отдушина	1		
				<u>Детали</u>			
		2	02.48.021.01.002	Корпус	1		
		3	02.48.021.01.003	Крышка	1		
		4	02.48.021.01.004	Прокладка	1		
		5	02.48.021.01.005	<u>Маслоуказатель</u>	1		
		6	02.48.021.01.006	Пробка	1		
		7	02.48.021.01.007	Прокладка	1		
		8	02.48.021.01.008	Крышка	1		
		9	02.48.021.01.009	Крышка	1		
		10	02.48.021.01.010	Втулка	1		
		11	02.48.021.01.011	Колесо	1		
		12	02.48.021.01.012	Вал	1		
		13	02.48.021.01.013	Крышка	1		
		14	02.48.021.01.014	Крышка	1		
		15	02.48.021.01.015	Вал-шестерня	1		
				02.48.021.01.000СБ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор		
Разраб.	Юрчик						
Пров.	Клясунья						
Н.контр.							
УТВ.	Осипенко						
					Лит.	Лист	Листов
					у	1	2
					БГАТУ гр.19змо		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<i>Стандартные изделия</i>		
				<i>Болт ГОСТ 7798-70</i>		
		16		<i>М6-6gx14.58</i>	4	
		17		<i>М8-6gx35.58</i>	4	
		18		<i>М12-6gx95.58</i>	6	
				<i>Гайка ГОСТ 5915-70</i>		
		19		<i>М8-6Н</i>	4	
		20		<i>М12-6Н</i>	6	
				<i>Манжета ГОСТ 8752-79</i>		
		21		<i>1.1-28x48-1</i>	1	
		22		<i>1.1-38x60-1</i>	1	
				<i>Подшипник ГОСТ 8338-75</i>		
		23		<i>206</i>	2	
		24		<i>208</i>	2	
				<i>Шайба ГОСТ 6402-70</i>		
		25		<i>С.6.01.15</i>	4	
		26		<i>С.8.01.15</i>	4	
		27		<i>С.12.01.15</i>	6	
		28		<i>Шпонка 12x8x40</i>		
				<i>ГОСТ 23360-78</i>	1	
		29		<i>Штифт 1 8x24</i>		
				<i>ГОСТ 3129-70</i>	2	

[illegible]

02.48.15.06.00.000005

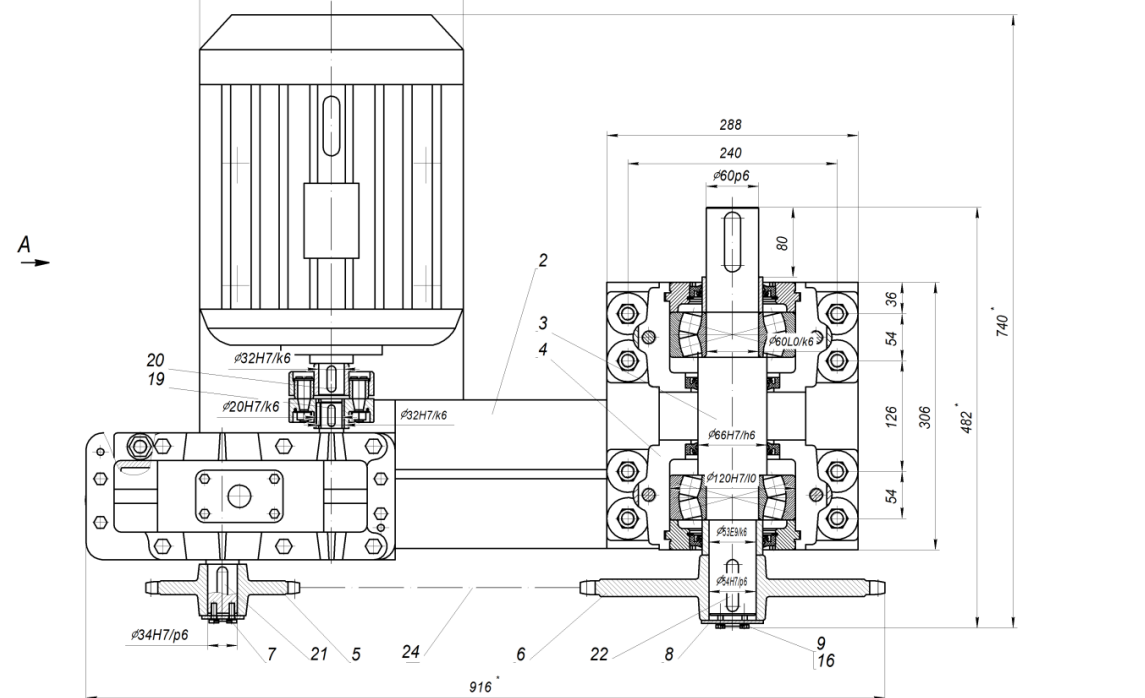
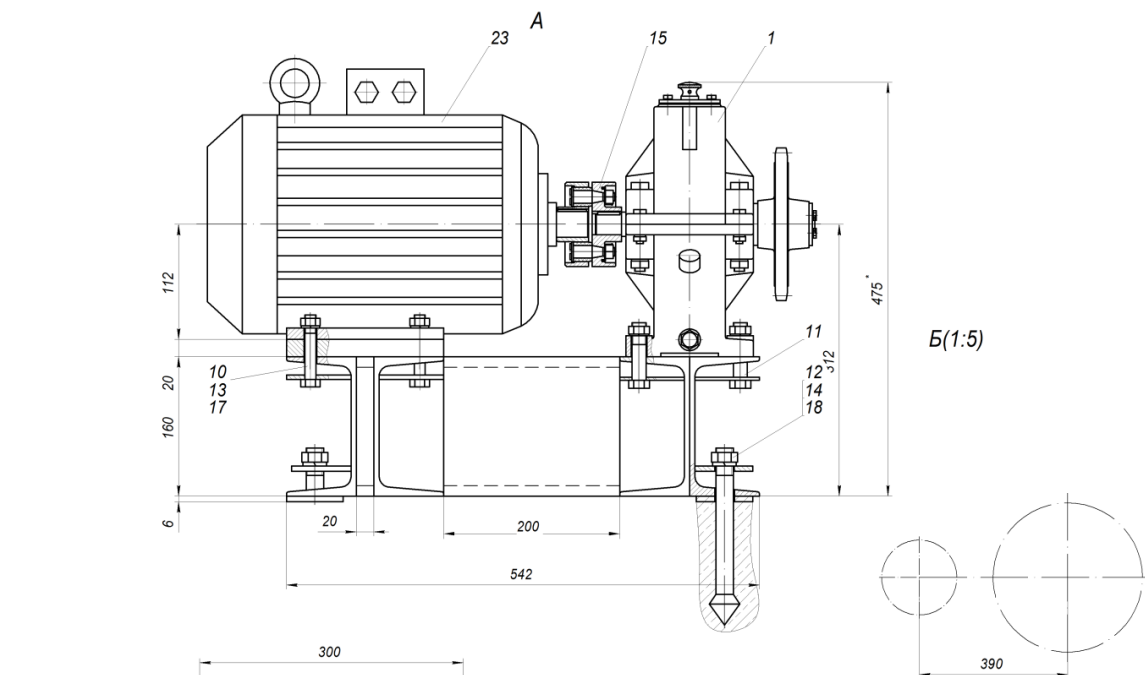


Схема расположения болтов крепления привода к фундаменту (1:10)

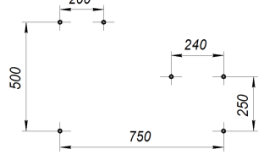
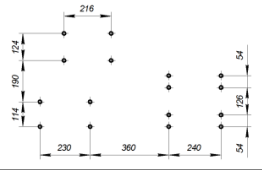


Схема расположения элементов привода к раме (1:10)

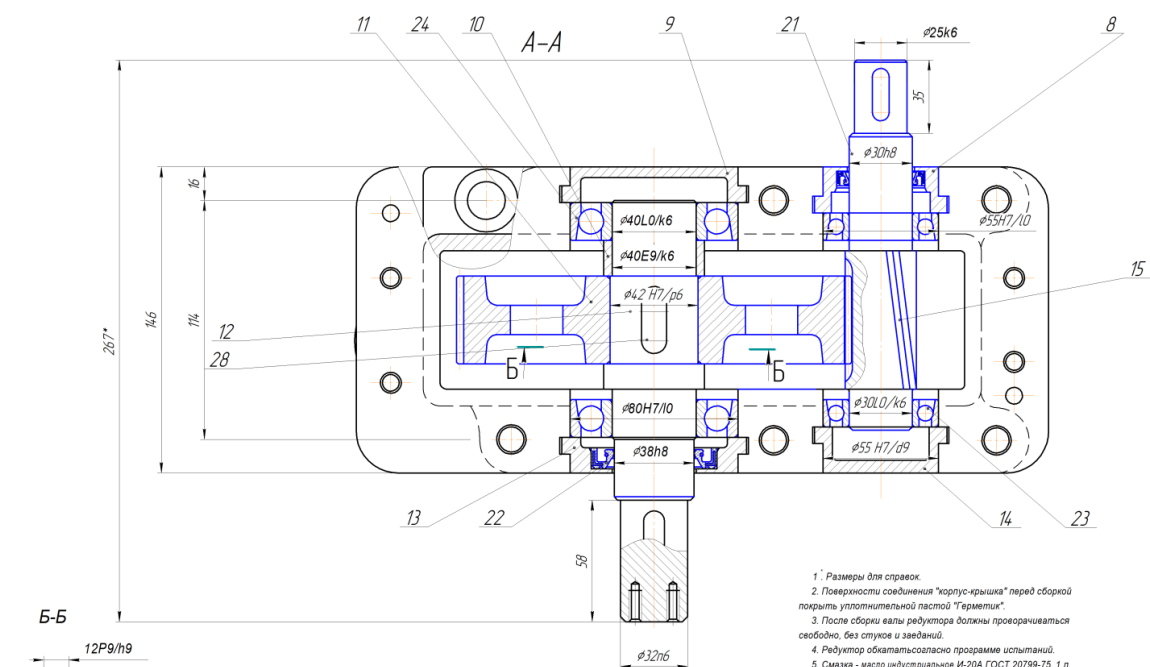
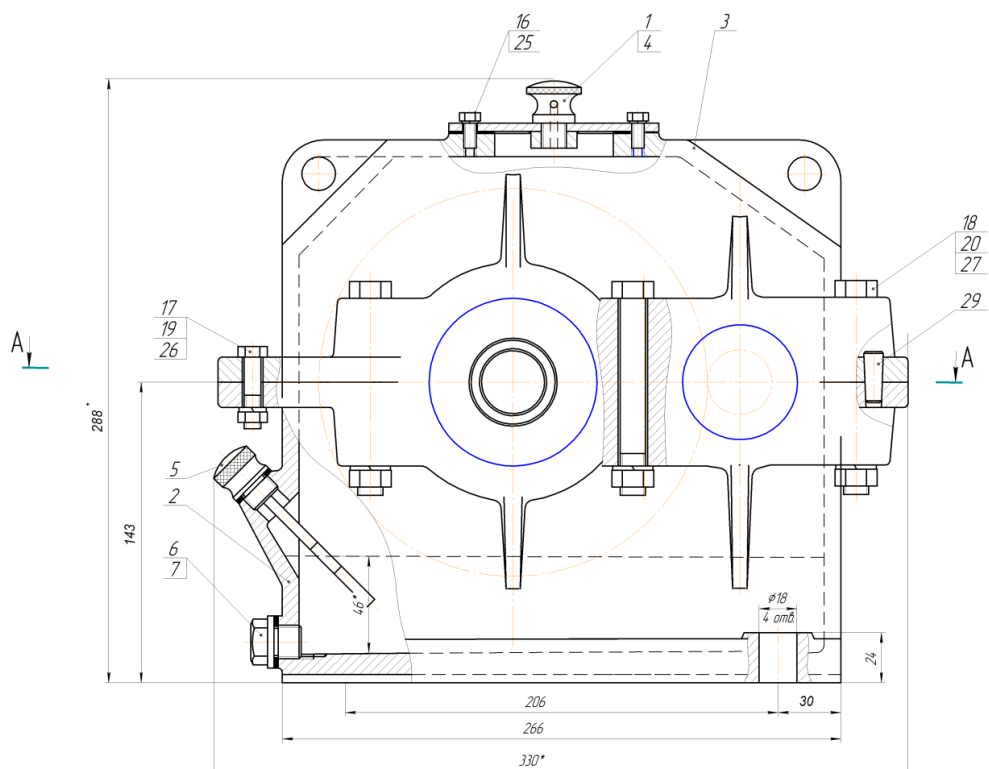


Техническая характеристика

1. Номинальная мощность привода, кВт	2,2
2. Крутящий момент на ведомом валу, Нм	231,9
3. Частота вращения ведомого вала, мин ⁻¹	70
4. Передаточное число привода	10,14

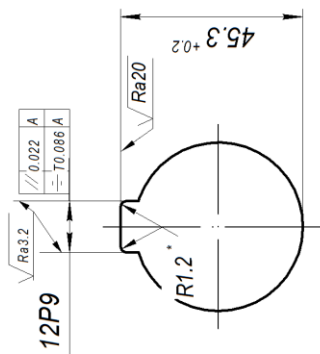
- Угловая несосность оси входного вала редуктора и оси вала электродвигателя не более 1 (1,7) мм на длине 100 мм).
- Радиальная несосность оси входного вала редуктора и оси вала электродвигателя не более 1 мм.
- Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются.
- После обкатки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И-20А ГОСТ 20799-75 в количестве 1,5 л.
- Осраждения условно не показаны. Осраждения муфты и цепной передачи установить и окрасить в оранжевый цвет.

						02.48.021.00.00000					
Мас	Лист	М. Воево		Лист	Лист	Лист			Масштаб	1:2,5	
Размет		Юрченко									
Проект		Кликуцкий									
Т. номер											
Н. номер											
Угол										БГАТУ зр.19 мо	



1. Размеры для справок.
2. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой "Герметик".
3. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заеданий.
4. Редуктор обкатать согласно программе испытаний.
5. Смазка - масло индустриальное И-20А ГОСТ 20799-75, 1 л.

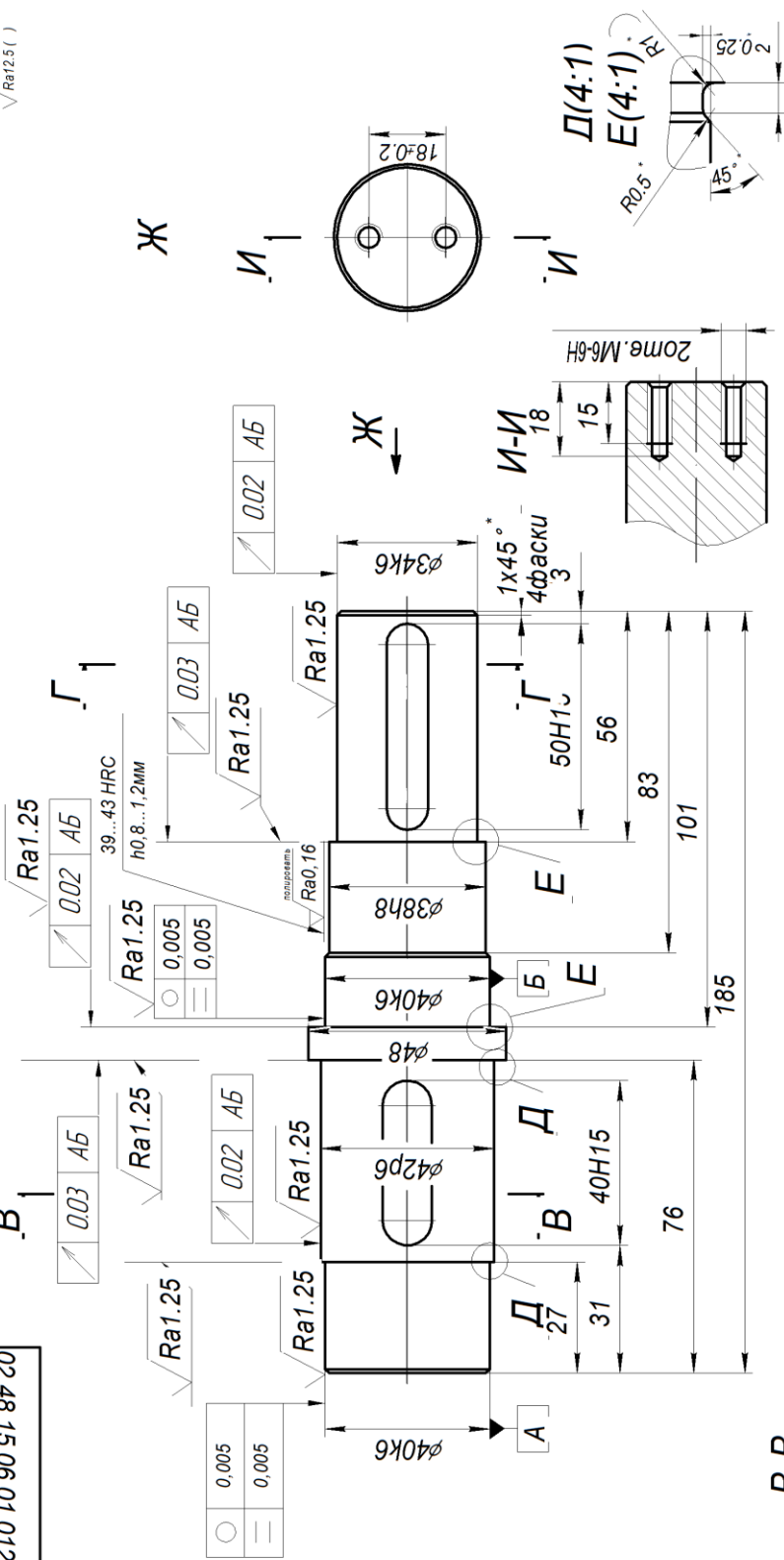
				02.48.0210.1000СБ			
Изм. лист		№ докум.		Лист		Листов	
Состав		Прим.				11	
Контр.		Исполн.					
Наименов.		Описание		Дател.		Дател. 1	
				БГАТУ зр. 19 МО			
				Копировать			
				Формат А1			



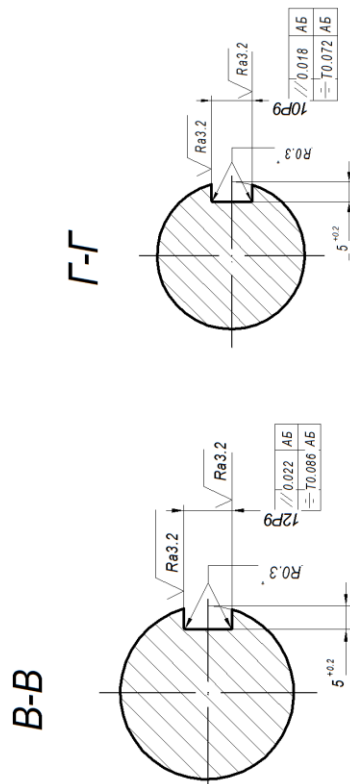
1. Твердость зубьев 42...46 НРС, остальные поверхности 240...280 НВ.
2. Точность зубчатого колеса в соответствии с ГОСТ 1643-81.
- 3^а. Размеры обеспеч. инстр.
4. Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002-мк.
5. Неуказанные штамповочные углы по 2...4°; радиусы 3...5 мм.

[illegible]

02.48.15.06.01.012



1. 240...280 НВ, кроме места, указанного особо.
- 2* . Размеры обеспеч. инстр.
3. Общие допуски по ГОСТ 30893.1-2002-мк.

[illegible]

(справочное)

Типовые конструкции редукторов и приводов

Рисунок В1 – Редуктор цилиндрический одноступенчатый вертикальный с классическим корпусом

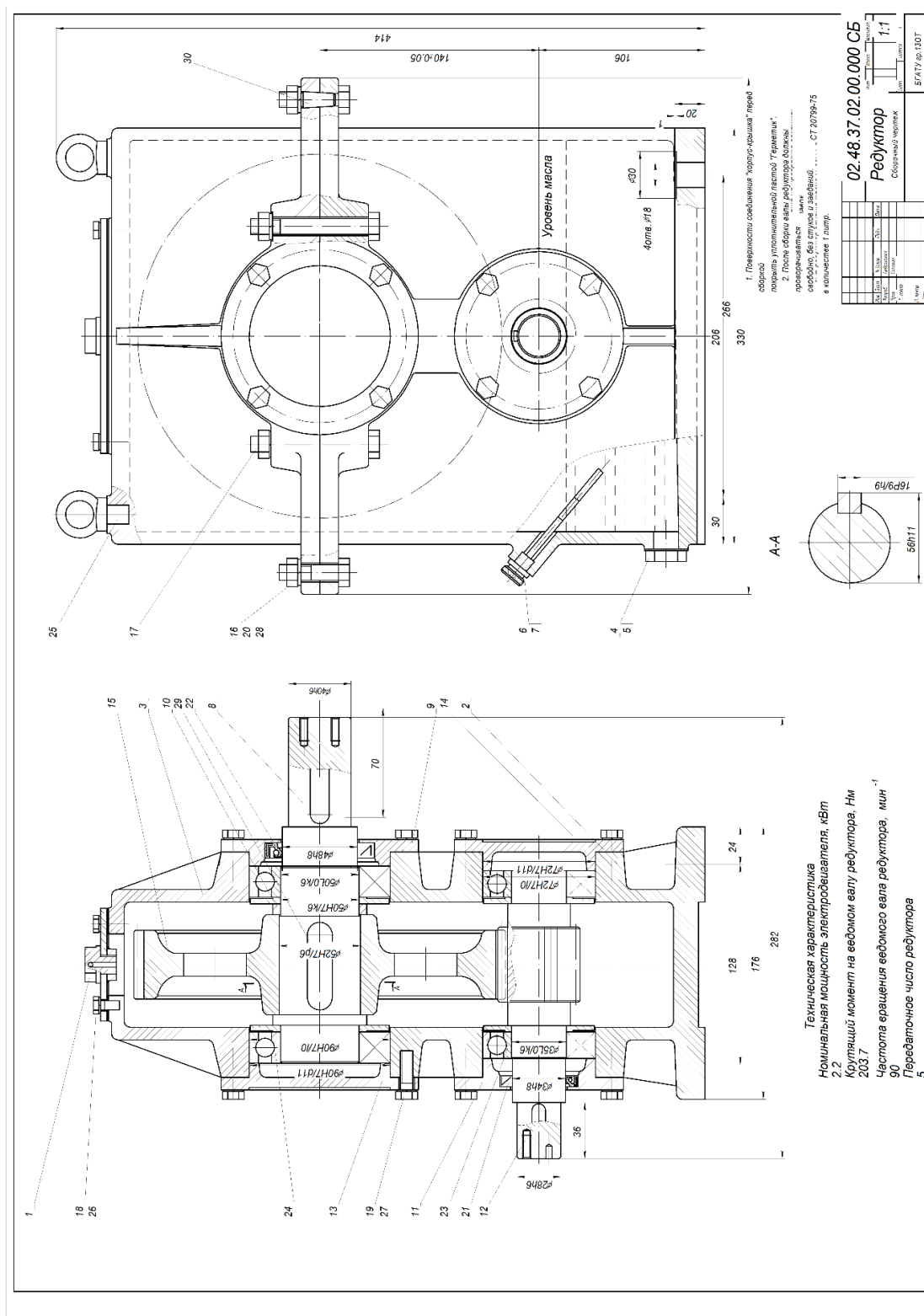


Рисунок В 2 – Редуктор цилиндрический одноступенчатый горизонтальный с классическим корпусом

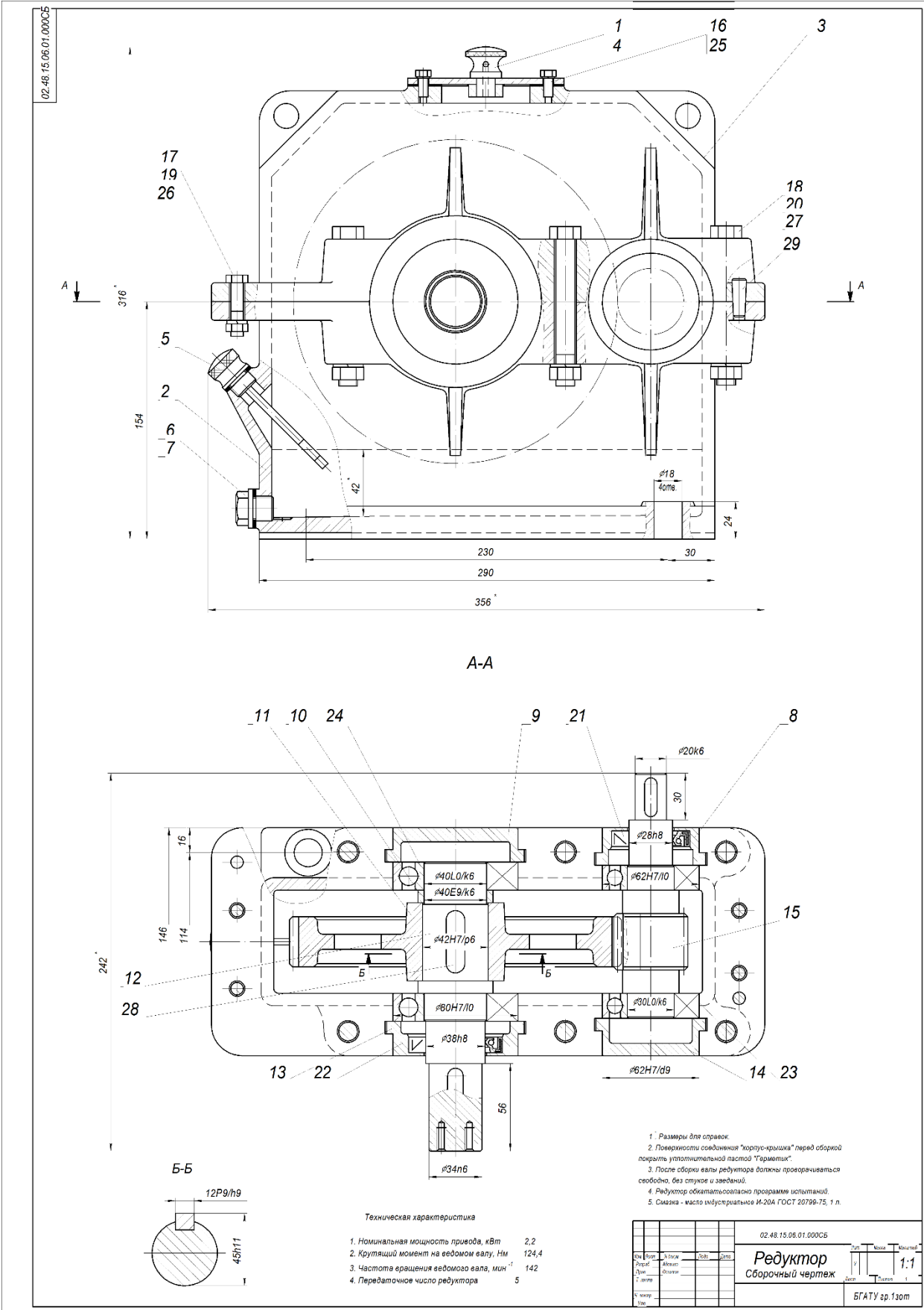


Рисунок В 3 – Редуктор цилиндрический одноступенчатый горизонтальный с вертикальным валом (разрез по осям валов)

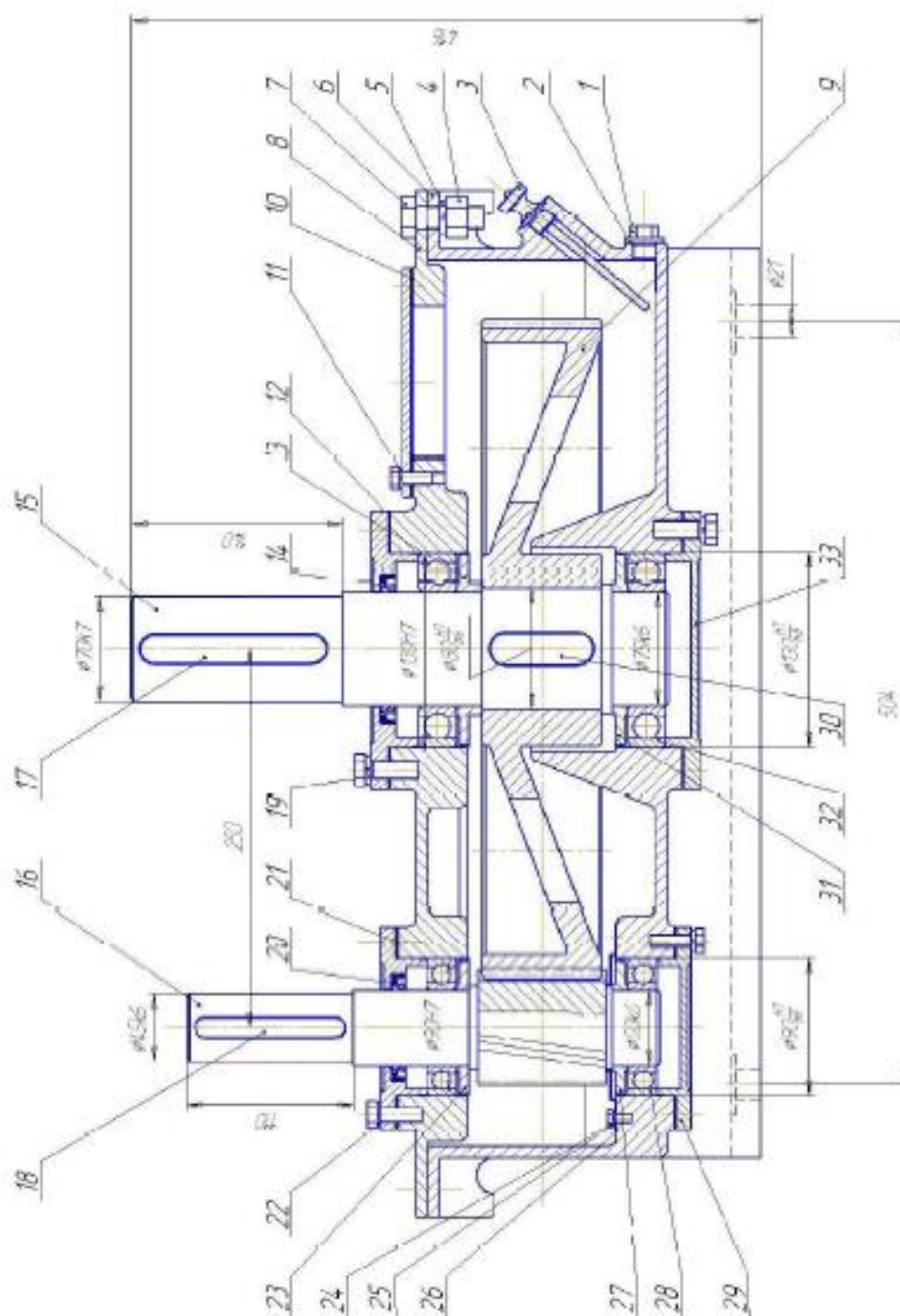


Рисунок В4 – Редуктор цилиндрический одноступенчатый горизонтальный с вертикальным валом (вид сверху)

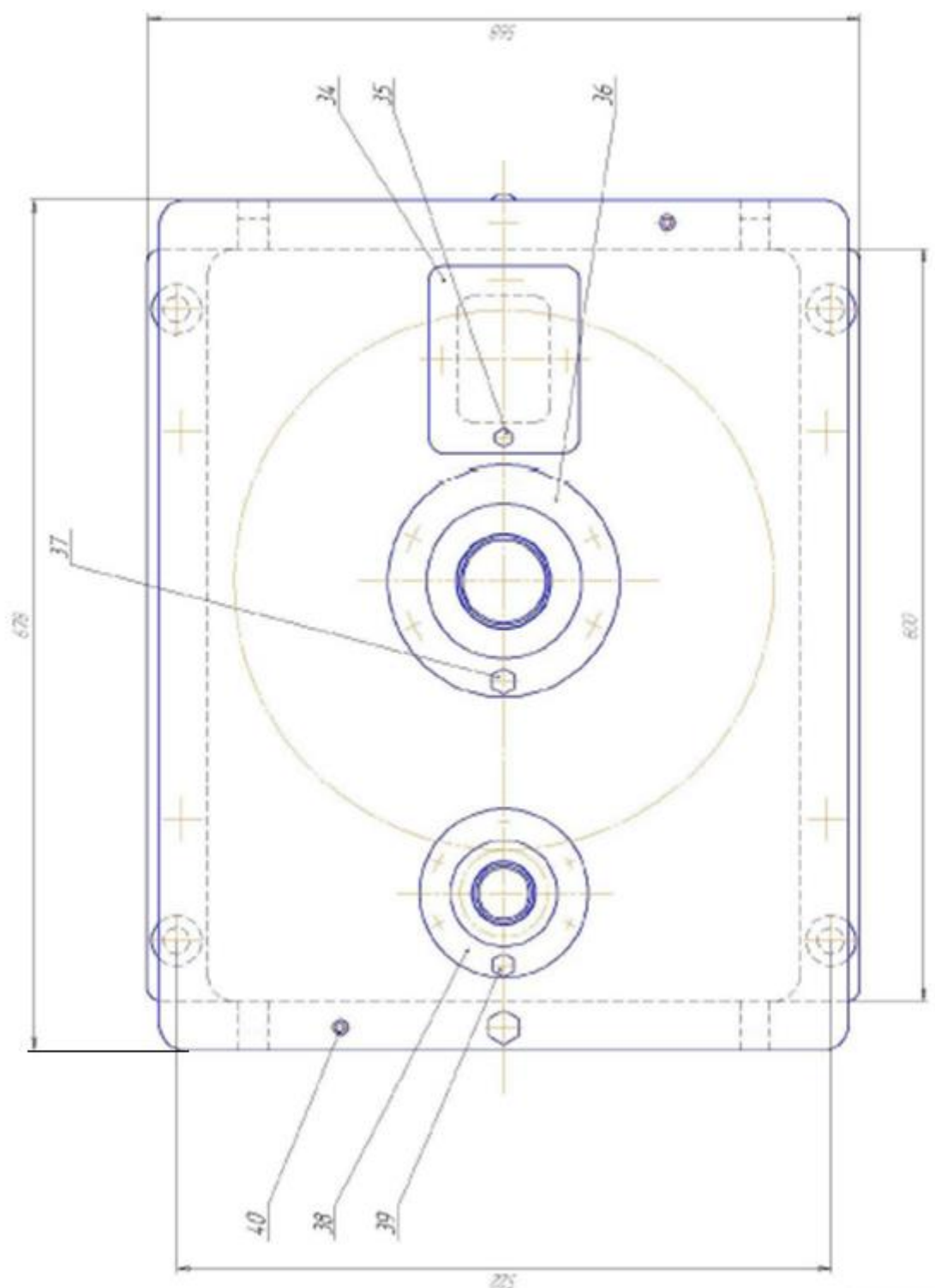
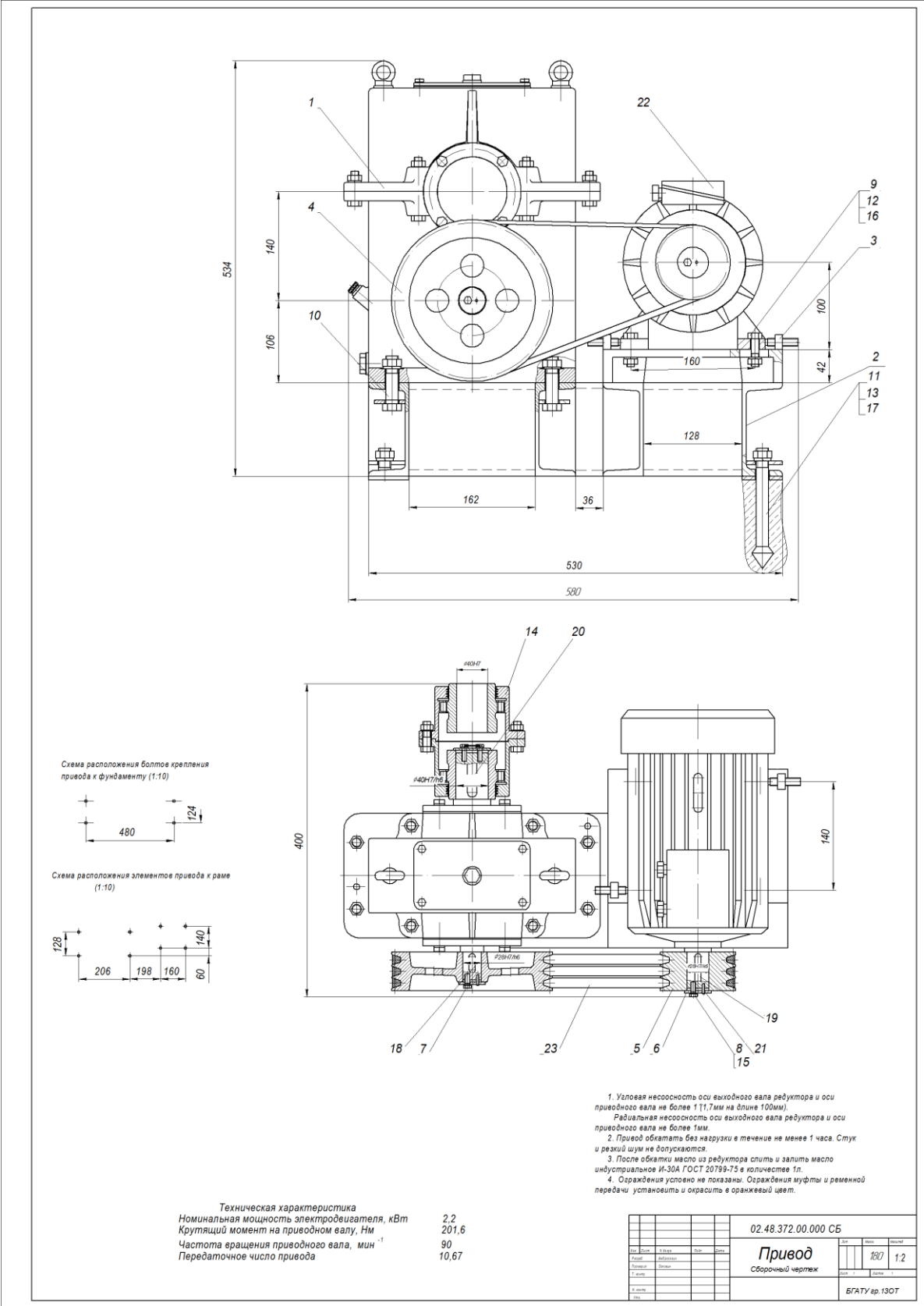


Рисунок В 5 – Станция приводная с цилиндрическим вертикальным редуктором и ременной передачей



ПРИЛОЖЕНИЕ Г

(справочное)

Основные нормы взаимозаменяемости при назначении номинальных размеров

Таблица Г 1– Ряды линейных диаметров, длин, высот, глубин и других размеров (по ГОСТ 6636-69)

Размеры в миллиметрах											
Ra 5 (R'5)	Ra10 (R'10)	Ra20 (R'20)	Ra40 (R'40)	Ra 5 (R'5)	Ra10 (R'10)	Ra20 (R'20)	Ra40 (R'40)	Ra 5 (R'5)	Ra10 (R'10)	Ra20 (R'20)	Ra40 (R'40)
1,0	1,0	1,0 1,1 1,2* 1,4	1,0 1,05 1,1 1,15 1,2 1,3 1,4 1,5	10	10 12*	10 11 11,5 12** 13 14	10 10,5 11 11,5 12 13 14 15	100	100 125	100 110 125 140	100 105 110 120 125 130 140 150
1,6	1,6	1,6 1,8 2,0 2,2	1,6 1,7 1,8 1,9 2,0 2,1 2,2 2,4	16	16 20	16 18 19 20 21 22 24	16 17 18 19 20 21 22 24	160	160 200	160 180 200 220	160 170 180 190 200 210 220 240
2,5	2,5	2,5 2,8 3,2 3,6	2,5 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8	25	25 32	25 28 30 32 34 36 38	25 26 28 30 32 34 36 38	250	250 320	250 280 320 360	250 260 280 300 320 340 360 380
4,0	4,0	4,0 4,5 5,0 5,6	4,0 4,2 4,5 4,8 5,0 5,3 5,6 6,0	40	40 50	40 45 48 50 53 56 60	40 42 45 48 50 53 56 60	400	400 500	400 450 500 560	400 420 450 480 500 530 560 600
6,3	6,3	6,3 7,1 8,0 9,0	6,3 6,7 7,1 7,5 8,0 8,5 9,0 9,5	63	63 80	63 71 75 80 85 90 95	63 67 71 75 80 85 90 95	630	630 800	630 710 800 900	630 670 710 750 800 850 900 950
Примечание :1.* размер относится к ряду R"10;** размер относится к ряду R"20; 2.Ряд R"20 является предпочтительным											

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

(справочное)

Кинематический и энергетический расчеты привода. Справочные материалы

Таблица Д1. Значения КПД механических передач и элементов привода

Передача	КПД
Зубчатая передача цилиндрическими колесами (η):	0,96-0,98
Цепная открытая (η)	0,90-0,95
Ременная с клиновым ремнем(η):	0,95-0,97
Пара подшипников (η)	0,99-0,995
Муфта (η)	0,98

Таблица Д 2. Рекомендуемые значения передаточного отношения механических передач

Ременная передача, $u_{\text{рем}}$	Цепная передача, $u_{\text{цеп}}$	Зубчатая передача, $u_{\text{зуб}}$
1,8- 3,2	2,5-5,0	2,8- 5,6
Примечания: При проектировании механических передач приводов серийного и массового производства следует принимать передаточные из ряда: для ременных передач - 1,8; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; для зубчатых передач - 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,55; 5,0; 5,6.		

Таблица Д3. Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А (по ГОСТ 19523-81)

Номинальная мощность P_n , Вт	Синхронная частота вращения n_c , мин ⁻¹							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя, 4А	$n_{ac} (d)_3$	Тип двигателя, 4А	$n_{ac} (d)_3$	Тип двигателя, 4А	$n_{ac} (d)_3$	Тип двигателя, 4А	$n_{ac} (d)_3$
$0,25 \times 10^3$	56В2У3	2760(11)	63А4У3	1370(14)	63В6У3	890(14)	71В8У3	680(19)
$0,37 \times 10^3$	63А2У3	2740(14)	63В4У3	1365(14)	71А6У3	910(19)	80А8У3	675(22)
$0,55 \times 10^3$	63В2У3	2710(14)	71А4У3	1390(19)	71В6У3	900(19)	80В8У3	700(22)
$0,75 \times 10^3$	71А2У3	2840(19)	71В4У3	1390(19)	80А6У3	915(22)	90ЛA8У3	700(24)
$1,10 \times 10^3$	71В2У3	2810(19)	80А4У3	1420(19)	80В6У3	920(22)	90ЛВ8У3	700(24)
$1,50 \times 10^3$	80А2У3	2850(22)	80В4У3	1415(22)	90Л6У3	935(24)	100Л8У3	700(28)
$2,2 \times 10^3$	80В2У3	2850(22)	90Л4У3	1425(22)	100Л6У3	950(28)	112МА8У3	700(32)
$3,0 \times 10^3$	90Л2У3	2840(24)	100С4У3	1435(24)	112МА6У3	955(32)	112МВ8У3	700(32)
$4,0 \times 10^3$	100С2У3	2880(28)	100Л4У3	1430(28)	112МВ6У3	950(32)	132С8У3	720(36)
$5,5 \times 10^3$	100Л2У3	2880(28)	112М4У3	1445(28)	132С6У3	965(36)	132М8У3	720(36)
$7,5 \times 10^3$	112М2У3	2900(32)	132С4У3	1455(32)	132М6У3	970(36)	160С8У3	730(42)
$11,0 \times 10^3$	132М2У3	2930(36)	132М4У3	1450(36)	160С6У3	970(42)	160М8У3	730(42)
$15,0 \times 10^3$	160С2У3	2930(42)	160С4У3	1460(42)	160М6У3	970(42)	180М8У3	730(42)

Примечания:

1. В скобках - диаметр вала электродвигателя в мм, n_{ac} - асинхронная частота вращения вала двигателя в мин⁻¹.
2. Климатическое исполнение двигателя в его обозначении указывается в соответствии с ГОСТ 15150-69 и ГОСТ 15543.1-89 после обозначения типа двигателя: У - умеренный климат; 1 - применение на открытом воздухе; 2 - использование под навесом или неотапливаемом помещении.
3. Монтажное исполнение двигателей в его обозначении указывается после обозначения климатического исполнения и по ГОСТ 2479-79 (СТ СЭВ 246-76) обозначается: 1М1 - крепление на лапах; 1М3 - крепление фланцевое; 1М2 - фланцевое или на лапах.
4. Способ крепления двигателя, определяющее расположение его вала, в обозначении двигателя указывается в обозначении монтажного исполнения и по ГОСТ 2479-79 (СТ СЭВ 246-76) обозначается после обозначения крепления: 0 - 8 - любое; 01 - вертикально вниз; 03 - вертикально вверх.
5. Выбираем электродвигатель с номинальной мощностью $P_{эл.дв.} \geq P_{тр}$;
6. При ориентировочных расчетах можно с учетом требуемой частоты вращения привода n_r назначать:
при $n_r \geq 100$ мин⁻¹ выбирать двигатель с синхронной частотой вращения 1500 мин⁻¹, 3000 мин⁻¹; при $50 < n_r < 100$ мин⁻¹ выбирать двигатель с синхронной частотой вращения 1000 мин⁻¹; при $n_r \leq 50$ мин⁻¹ выбираем двигатель с синхронной частотой вращения 750 мин⁻¹.
7. Пример условного обозначения двигателя основного исполнения типа 4АМ160С2, предназначенного для использования в условиях умеренного климата с размещением под навесом или в неотапливаемом помещении, с креплением на лапах, с любым расположением вала "Двигатель 4АМ160С2У3 1М 1081 ГОСТ 19523-81"

Таблица Д4. Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии АИР (по ТУ РБ-05755950-420-93)

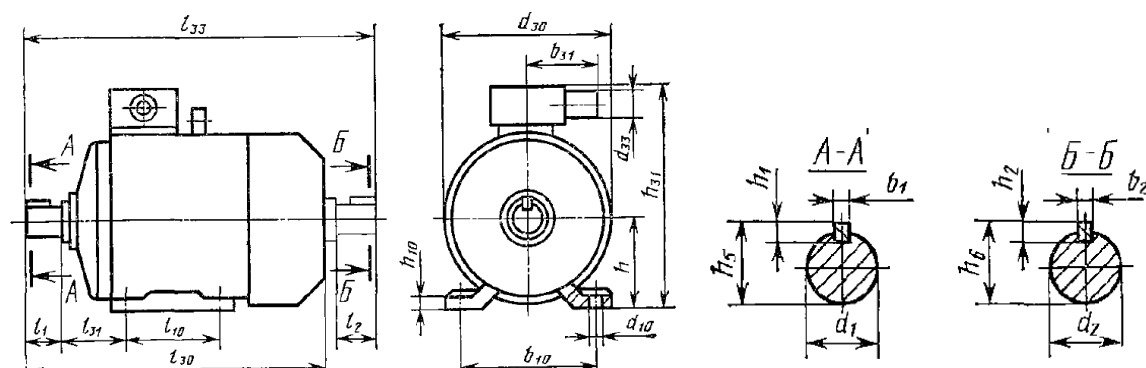
Номинальная мощность P_n , Вт	Синхронная частота вращения n_s , мин ⁻¹							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя, АИР	$n_{ac} (d)_\varnothing$	Тип двигателя, АИР	$n_{ac} (d)_\varnothing$	Тип двигателя, АИР	$n_{ac} (d)_\varnothing$	Тип двигателя, АИР	$n_{ac} (d)_\varnothing$
0,37	63A2	2730(14)	63A4	1320(14)	71A6	900(19)	80A8	680(22)
0,55	63B2	2730(14)	71A4	1360(19)	71B6	920(19)	80B8	680(22)
0,75	71A2	2820(19)	71B4	1350(19)	80A6	920(22)	90LA8	700(24)
1,1	71B2	2800(19)	80A4	1420(22)	80B6	920(22)	90LB8	710(24)
1,5	80A2	2880(22)	80B4	1410(22)	90L6	940(24)	100L8	710(28)
2,2	80B2	2860(22)	90L4	1430(24)	100L6	940(28)	112MAB	700(32)
3,0	90L2	2860(24)	100S4	1410(28)	112MA6	950(32)	112MB8	700(32)
4,0	100S2	2850(28)	100L4	1410(28)	112MB6	950(32)	132S8	700(38)
5,5	100L2	2850(28)	112M4	1430(32)	132S6	960(38)	132M8	710(38)
7,5	112M2	2900(32)	132S4	1440(32)	132M6	950(38)	160S8	720(48)
11,0	132M2	2910(38)	132M4	1450(38)	160S6	970(48)	160M8	720(48)
15,0	160S2	2920(42)	160S4	1460(48)	160M6	970(48)	180M8	730(55)

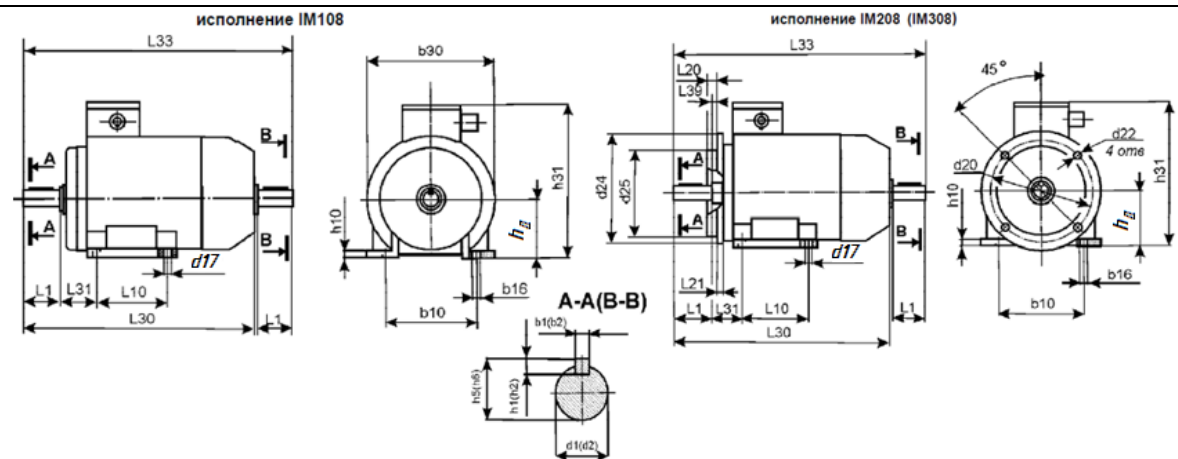
Примечания:

- В скобках диаметр вала электродвигателя в мм; n_{ac} – асинхронная частота вращения вала двигателя в мин⁻¹.
- Климатическое исполнение двигателя и категория размещения в его обозначении указывается в соответствии с ГОСТ15150-69 и ГОСТ 15543.1-89 после обозначения типа двигателя: У-умеренный климат;1-применение на открытом воздухе;2-использование под навесом или неотапливаемом помещении.
- Монтажное исполнение двигателей в его обозначении указывается после обозначения климатическое исполнение и по ГОСТ 2479-79(СТ СЭВ 246-76)обозначается:1М1-крепление на лапах;1М3- крепление фланцевое;1М2-фланцевое или на лапах.
- Способ крепления двигателя,определяющее расположение его вала,в обозначении двигателя указывается в обозначении монтажного исполнения и по ГОСТ 2479-79(СТ СЭВ 246-76)обозначается после обозначения крепления:0 8-любое; 01-вертикально вниз;03-вертикально вверх .
- Выбираем электродвигатель с номинальной мощностью $P_{эл.дв.} \geq P_{тр.}$;
- При ориентировочных расчетах можно с учетом требуемой частоты вращения привода n_T назначать:
при $n_T \geq 100$ мин⁻¹ выбирать двигатель с синхронной частотой вращения 1500 мин⁻¹, 3000 мин⁻¹ ; при $50 < n_T < 100$ мин⁻¹ выбирать двигатель с синхронной частотой вращения 1000 мин⁻¹; при $n_T \leq 50$ мин⁻¹ выбираем двигатель с синхронной частотой вращения 750 мин⁻¹.

8. Пример условного обозначения двигателя основного исполнения типа АИР 100L2,предназначенного для использования в условиях умеренного климата под навесом или в неотапливаемом помещении,с креплением на лапах,с любым расположением вала,с рабочим напряжением 380 В :”Двигатель АИР 100L2 У2 IM 1081 380В ТУ16-525.564-84”

Таблица Д5.Электродвигатели серии 4А. Основные размеры и масса (по ГОСТ 19523-81)

																														
Тип двигателя	Габаритные размеры, мм, не более				Установочные и присоединительные размеры, мм																		Масса, кг							
	l_{30}	l_{33}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_2	l_{10}	l_{31}	d_1	d_2	d_{10}	d_{33}	b_1	b_2	b_{10}	b_{31}	h	h_1	h_2	h_5	h_6	h_{10}								
4A56	194	221	152	120	23	23	71	36	11	11	5,8		4	4	90		56	4	4	12,5	12,5	7	4,5							
4A63	216	250	164	130	30	30	80	40	14	14			5	5	100		63	5	5	16	16		6,3							
4A71	285	330	$\frac{201}{223}$	170	40	40	90	45	19	19	7		6	6	112		71	6	6	21,5	21,5	9	15,1							
4A80A	300	355	218	186	50	50	100	50	22	22	10	16	6	6	112	86	80	6	6	21,5	21,5	9	17,5							
4A80B	320	375													125					24,5	24,5	10	20,0							
4A90L	350	405	243	208	60	60	125	56	24	24	10		8	8	140		90	7	7	27,0	27,0	11	28,7							
4A100S	365	427	265	235			$\frac{112}{140}$	63	28	28	12				140		100			31	31	12	36							
4A100L	395	457					140								160								42							
4A112M	452	534	310	260	80	80	140	70	32	32	12	25	10	10	190	100	112	8	8	35,0	35,0	12	56							
4A132S	480	560	350	302				89	38	38					216		132			41,0	41,0	13	77							



Размеры, мм (исполнение)	Тип двигателя													
	АИР63	АИР71	АИР80А	АИР80В, С	АИР90	АИР100S	АИР100L	АИР112	АИР132S	АИР132М	АИР160S		АИР180S	
											синхронная частота n_c , мин ⁻¹			
											3000	750-1500	3000	750-1500
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
l_1	30	40	50	50	50	60	60	80	80	80	110			
l_{10}	80	90	100	100	125	112	140	140	140	178	178		210	

Продолжение таблицы Д 6

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13		14	15	
d_{17}		7,0	7,0	10,0	10,0	10,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	15,0					
l_{20}	IM208, IM308	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	5,0	5,0					
l_{21}		10	10	10	10	12	14	14	15	19	19	13					
l_{30}		237	272,5	296,5	320,5	337	360	391	433	463	501	680		710			
	332*		368*	392*	401*	430*	460*										
l_{31}		40	45	50	50	56	63	63	70	89	89	108					
l_{33}		263,0	316,5	350,0	374,0	390,0	424,0	455,0	516,0	546,0	584,0	785		815			
l_{39}		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0			
b_1		5	6	6	6	8	8	8	10	10	10	12	14		12	14	
b_2												12					
b_{10}		100	112	125	125	140	160	160	190	216	216	254					
b_{16}		10	10	12	12	12	16	16	16	16	16	20					
b_{30}		142	160	180	180	198	226	226	250	287	287	350					
$h_{\mathcal{D}}$		63	71	80	80	90	100	100	112	132	132	160					

Окончание таблицы Д 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
h_1	5	6	6	6	7	7	7	8	8	8	8	9	8	9
h_2											8			
h_5	16,0	21,5	24,5	24,5	27,0	31,0	31,0	35,0	41,0	41,0	45	51,5	45	51,5
h_6											45			
h_{10}	8	8	9	9	10	12	12	14	16	16	20			
h_{31}	161	188 225*	204,5 241,5*	204,5 241,5*	230,0 267*	246,5 288*	246,5 288*	276	316	316	405			
d_1	14	19	22	22	24	28	28	32	38	38	42	48	42	48
d_2											42			
d_{20}	IM208, IM308	130	165	165	165	215	215	215	265	300	300	300		
d_{22}	IM208, IM308	10	12	12	12	15	15	15	15	19	19	19		
d_{24}	IM208, IM308	160	200	200	200	250	250	250	300	350	350	350		
d_{25}	IM208, IM308	110	130	130	130	180	180	180	230	250	250	250		

Примечания

1. Монтажные исполнения двигателей и способы его крепления по ГОСТ 2479-79(СТ СЭВ 246-76): IM108 – крепление на лапах, расположение двигателя в пространстве-любое; IM208 – крепление фланцевое, расположение двигателя в пространстве-любое; IM308 – крепление фланцевое или на лапах, расположение двигателя в пространстве – любое.
2. *Размеры для двигателей со встроенным электромагнитным тормозом.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

(справочное)

Расчет цепной передачи. Рекомендации и справочные материалы

Е1. Рекомендации к расчету коэффициента эксплуатации

Коэффициент эксплуатации учитывает условия применения цепной передачи и определяется по формуле

$$K_{\text{э}} = K K_a K_c K_{\gamma} K_p K_{\text{рег}},$$

где K — коэффициент, учитывающий характер нагрузки (при спокойной нагрузке $K = 1$, при толчках $K = 1,2\text{--}1,5$);

K_a — коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния [$K_a=1$ при $a = (30\text{--}50)t$, $K_a = 0,8$ при $a = (60\text{--}80)t$];

K_c — коэффициент вида смазывания (при смазывании погружением $K_c=0,8$, при капельном смазывании $K_c=1$, при периодическом смазывании $K_c=1,5$);

K_{γ} — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (при $\gamma \leq 60^\circ$ $K_{\gamma}=1$, при $\gamma > 60^\circ$ $K_{\gamma}=1,25$);

K_p — коэффициент режима работы (при односменной работе $K_p = 1$, при двухсменной $K_p = 1,25$, при трехсменной $K_p = 1,5$);

$K_{\text{рег}}$ — коэффициент способа регулирования натяжения цепи (при регулировании натяжными звездочками $K_{\text{рег}} = 1$, при периодическом регулировании $K_{\text{рег}} = 1,15$, при нерегулируемой передаче $K_{\text{рег}} = 1,25$).

Таблица Е 2. Допускаемое среднее давление p , МПа, в шарнирах роликовых (втулочных) цепей

Шаг цепи t , мм	[p], МПа, при частоте вращения меньшей звездочки n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7–15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05–25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75–38,1	25	29	24	21	18,5	16,5	15	–

Таблица Е3. Цепи приводные роликовые типа ПР (по ГОСТ 13568–75).
Размеры в мм

<i>Тип ПР</i> <i>Тип 2ПР</i>										
Типоразмер цепи	t	b_1	d_1	d_2	h , не более	b_2 , не более	b_3 , не более	A	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1м цепи, кг
ПР-15,875-23	15,875	9,65	10,16	5,08	14,8	24	13	54,8	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	11,91	5,94	18,2	33	18	105,8	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	15,88	7,92	24,2	39	22	179,7	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	19,05	9,53	30,2	46	24	262	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	22,23	11,10	36,2	58	30	394	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	25,70	12,70	42,4	62	34	473	172,4	7,50
2ПР-15,875-5,4	15,875	9,65	10,16	5,08	14,80	41	13	140	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	11,91	5,96	18,08	53,4	17,75	211	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	15,88	7,92	24,20	68	22	359	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	19,05	9,53	30,20	82	24	524	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	22,23	11,10	36,20	104	30	788	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	25,40	12,70	42,24	110	34	946	344,8	14,4
Примечание 1. Пример обозначения цепи приводной роликовой однорядной с шагом 15,875 мм и расстоянием между внутренними пластинами $b_1 = 9,65$ мм и разрушающей нагрузкой $= 23,0$ кН <i>Цепь ПР-15,875-9,65 ГОСТ 13568-97</i>										

Таблица Е4. Предельные частоты вращения ведущей звездочки, мин⁻¹

Число зубьев ведущей звездочки z_1	Значение частоты вращения звездочки $n_{1\text{пред}}$, мин ⁻¹ , при шаге цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350
25	2900	2070	1580	1030	750	560	445	365
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375

Таблица Е5. Нормативный средний коэффициент запаса прочности $[S]$ для приводных роликовых цепей ПРЛ и ПР (при $z_1 = 17$)

Шаг цепи t , мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин ⁻¹							
	50	100	200	300	400	500	600	800
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1
19,05	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	12	13,0
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,9	14
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	13,6	—

Таблица Е 6. Материалы и термическая обработка зубьев звездочек

Материал	Термическая обработка	Твердость поверхности	Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа	Условия работы звездочек
Чугун СЧ24, СЧ28	Закалка, отпуск	HB 321–429	550–650	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($Z_2 > 50$) при скорости $v = 3$ м/с
Сталь 45	Улучшение	HB 170–210	500–600	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($Z_1 > 50$) при скорости до 5 м/с
Сталь 45, 45Г, 50, 50Г	Закалка, отпуск	HRC 45–50	800–900	Ведущие и ведомые звездочки ($Z_{1(2)} < 40$), работающие без резких толчков и ударов
Сталь 15, 20, 20Х	Цементация, закалка, отпуск	HRC 55–60	930–1030	Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев ($Z_{1(2)} \leq 19$)

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

(справочное)

Цилиндрические и конические зубчатые передачи. Справочные данные для определения допускаемых напряжений

Ж1. Рекомендуемые материалы, твердость и термообработка для цилиндрических и конических колес

Рекомендуется принять один из перечисленных вариантов

Вариант 1.

Материал колес: стали 45, 40Х; 40ХН;

Твердость колес: колеса – $HВ_2 = 235 \dots 262$ НВ;
шестерни- $HВ_1 + 10 \dots 15 \leq 302$

Термообработка(ТО): улучшение

Заготовка- поковка или штамповка

Вариант 2.

Материал колес: стали 40ХН; 35ХМ

Твердость колес: колеса – $HВ_2 = 269 \dots 302$ НВ;
шестерни- $HRC_1 = 45 \dots 53$

Термообработка(ТО): колеса - улучшение; шестерни- улучшение + ТВЧ;

Заготовка- поковка или штамповка

Вариант 3.

Материал колес: стали 40Х; 40ХН; 35ХМ

Твердость колес: колеса и шестерни – $45 \dots 53$ HRC

Термообработка(ТО): улучшение + ТВЧ (У+ТВЧ); ;

Заготовка- поковка или штамповка

Вариант 4.

Материал колес: стали 20ХН2М; 18ХГТ; 25ХГНМ

Твердость колес: колеса и шестерни – $56 \dots 63$ HRC

Термообработка(ТО): улучшение + цементация + ТВЧ (У+Ц+ТВЧ);

Заготовка- поковка или штамповка

Принятые сокращения: ТВЧ-закалка токами высокой частоты; У – улучшение;
Ц– цементация.

Таблица Ж2. Механические характеристики сталей некоторых марок, используемых для изготовления зубчатых колес и других деталей машин колес [1, таблица 4.1]

Марка стали	Диаметр D, мм	Ширина S, мм	Твердость		Предел		Термическая обработка
			сердцевины (HB)	поверхности (HRC _s)	прочности σ _в	текучести σ _т	
Поковка или штамповка							
35	Любой	Любая	163–192	—	550	270	Нормализация
45	То же	То же	179–207	—	600	320	То же
45	125	80	235–262	—	780	540	Улучшение
45	80	50	269–302	—	890	650	То же
40X	200	125	235–262	—	790	640	"
40X	125	80	269–302	—	900	750	"
40X	125	80	269–302	45–50	900	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
35XM	315	200	235–262	—	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269–302	—	920	790	То же
35XM	200	125	269–302	48–53	920	790	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
40XH	315	200	235–262	—	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269–302	—	920	750	То же
40XH	200	125	269–302	48–53	920	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
50XH	200	125	269–302	50–56	1100	900	То же
20XH2M	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18XГТ	200	125	300–400	56–63	1000	800	То же
12XH3A	200	125	300–400	56–63	1000	800	"
25XГМ	200	125	300–400	56–63	1000	800	"
40XH2MA	125	80	269–302	50–56	980	780	Улучшение + азотирование
Стальная отливка							
35Л	Любой	Любая	163–207	—	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207–235	—	680	440	Улучшение
50ГЛ	315	200	235–262	—	850	600	То же
Примечание — При сплошных дисках колес S = b ₂ .							

Таблица Ж3.Значения пределов контактной $\sigma_{H\lim}$ и изгибной $\sigma_{F\lim}$ выносливости и коэффициентов безопасности (Табл.4.3[1])

Термообработка	Твёрдость зубьев		Группа сталей	** σ_H limb, МПа	S_{Hmin}	0** σ_F limb, МПа	S_{Fmin}	$[\sigma_H]_{max}$, МПа	$[\sigma_F]_{max}$, МПа
	на поверхност и	в сердцевине							
Нормализация Улучшение	180–350 HB		40, 45, 40X, 40XH, 45XЦ, 35XM, и др.	2 HB + 70	1,1	1,8 HB	1,75	2,8 σ_T	2,7 HB
Объёмная закалка	44–54 HRC		40X, 40XH, 45XЦ, 35XM, и др.	18 HRC + 150	1,1	500	1,75	2,8 σ_T	1400
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контур (модуль $m_n > 3$)*	56–63	25–35	55ПП, У6, 35XM	17 HRC* _{пов} + 200	1.2	900		40 HRC _{пов}	1260
						650			1260
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины	45–55	42–50	40X, 40XH, 35XM, и др. 40X, 35XM, 40XH и др.			550			1430
Азотирование	55–67 50–59	24–40 24–40	35XЮА, 38XMЮА, 40X, 40XФА, 40XHМА и др.			1050 1050		12 HRC* _{сердц} + +300	40 HRC _{пов} 30 HRC _{пов}
Цементация и закалка	55–63	30–45	Цементуемые стали всех марок			23 HRC _{пов}	750	1,55	40 HRC _{пов}
Нитроцементация и закалка	57–63	30–45	Молибденовые стали 25XГМ, 25XГНМ	23 HRC _{пов}	1,2	1000	1,55	40 HRC _{пов}	1520
			Безмолибденовые стали 25XГТ, 30XГТ, 35X и др.	23 HRC _{пов}		750		40 HRC _{пов}	1520

*Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

**Значения определяются по средней твердости зубьев. HRC_{пов} — твердость поверхности зуба. HRC_{сердц} — твердость сердцевины зуба.

Таблица Ж4. Базовое число циклов и в зависимости от твердости поверхности зубьев HB (HRC)

HB (HRC)	до 200 HB	250 HB	300 HB	350 HB	40HRCэ	50HRCэ	60HRCэ
$N_{H\lim}$	10×10^6	17×10^6	25×10^6	36×10^6	44×10^6	84×10^6	140×10^6
$N_{F\lim}$	4×10^6						

Ж5. Значения коэффициента запаса запаса, $S_{H\min 1}$ (Стр.106[3])

При нормализации, улучшении или объемной закалке зубчатого колеса получают однородную структуру материала, значение коэффициента $S_{H\min} = 1,1$.

При поверхностной закалке зубьев или цементации получают неоднородную структуру материала, значение коэффициента $S_{H\min} = 1,2$.

Таблица Ж6. Значения коэффициентов приведения K_{HE} и K_{FE} для типовых

Типовой режим нагружения (рис 4.1)	Термообработка	K_{HE}	Термообработка	K_{FE}	Термообработка	K_{FE}
Постоянный Тяжелый Средний Легкий	Любая	1 0,5 0,25 0,125	Улучшение, нормализация, азотирование	1 0,3 0,143 0,038	Закалка объемная, поверхностная, цементация	1 0,2 0,1 0,016

режимов нагружения (Табл.4.4[1])

Таблица Ж7. Значения коэффициентов $S_{F\min}$ и Y_α при изгибе [3,с.106]

Минимальный коэффициент запаса прочности $S_{F\min}$ для зубчатых колес, изготовленных из поковок, принимают равным 1,75, из литых заготовок — 2,3).

Коэффициент Y_α , учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаемый равным 1 при одностороннем приложении нагрузки и 0,7–0,8 — при двустороннем приложении нагрузки (большее значение при твердости рабочих по-верхностей зубьев выше 350 НВ).

Таблица Ж6. Значения коэффициентов K_{HE} и K_{FE} для типовых режимов нагружения [1,табл.4.4]

Типовой режим нагружения (рис 4.1)	Термообработка	K_{HE}	Термообработка	K_{FE}	Термообработка	K_{FE}
Постоянный Тяжелый Средний Легкий	Любая	1 0,5 0,25 0,125	Улучшение, нормализация, азотирование	1 0,3 0,143 0,038	Закалка объемная, поверхностная, цементация	1 0,2 0,1 0,016

Таблица Ж6. Значения коэффициентов K_{HE} и K_{FE} для типовых режимов нагружения [1,табл.4.4]

Типовой режим нагружения (рис 4.1)	Термообработка	K_{HE}	Термообработка	K_{FE}	Термообработка	K_{FE}
Постоянный Тяжелый Средний Легкий	Любая	1 0,5 0,25 0,125	Улучшение, нормализация, азотирование	1 0,3 0,143 0,038	Закалка объемная, поверхностная, цементация	1 0,2 0,1 0,016

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

(справочное)

Расчет закрытой цилиндрической передачи. Справочные данные

Таблица 31. Стандартные значения межосевых расстояний закрытых зубчатых передач (размеры в мм)

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	-	-	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560
Примечания 1. Второй ряд применять в технически обоснованных случаях. 2. При мелкосерийном производстве передач межосевое расстояние следует принимать из ряда Ra 40 ГОСТ 6636-86												

Таблица 32. Рекомендуемые значения коэффициента ширины ψ_{ba}

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость зубьев	ψ_{ba}
Симметричное	Любая	0,315; 0,4; 0,5
Несимметричное	$\leq 350 \text{ HB}$	0,315; 0,4
	$\geq 40 \text{ HRC}$	0,25; 0,315

3.3. Эмпирические зависимости для определения значения модуля передачи

$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w$ — для улучшенных зубчатых колес ($H \leq 350 \text{ HB}$):
 $m_n = (0,0125 \dots 0,025) a_w$ — при твердости зубьев шестерни $H > 45 \text{ HRC}$ и колеса $H \leq 350 \text{ HB}$: $m_n = (0,016 \dots 0,0315) a_w$ — при твердости зубьев шестерни $H \geq 45 \text{ HRC}$.

Мелкомодульные передачи предпочтительнее с точки зрения плавности в работе и экономии при нарезании зубьев. Однако уменьшение размера зуба приводит к понижению сопротивления изгибной усталости. Такие передачи чувствительны к концентрации нагрузки, вследствие чего необходимо повышать точность изготовления, сборки и жесткость деталей передач. **В силовых передачах $m_n < 1,5 \text{ мм}$ не применяется.**

Таблица 34. Стандартные значения модуля для цилиндрических зубчатых передач в мм

1-й ряд	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75
1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0
<i>Примечание</i> — 1-й ряд следует предпочитать 2-му.								

Таблица 35. Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Степень точности	Вид передачи	v , м/с, до	Область применения
6	Цилиндрическая	20/40	Высокоскоростные передачи
	Коническая	14/25	
7	Цилиндрическая	20/30	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или наоборот
	Коническая	10/16	
8	Цилиндрическая	8/12	Передачи в общем машиностроении, не требующие особой точности
	Коническая	5/8	
9	Цилиндрическая	3/6	Тихоходные передачи машин низкой точности
	Коническая	2/4	
Примечание — В числителях указаны скорости прямозубых колес, в знаменателях — косозубых			

Таблица 3 6. Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Окружная скорость колес v , м/с	Степень точности передачи	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Свыше 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40
Примечание – для прямозубых колес $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ принять равным единице.			

37.Графики для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$:

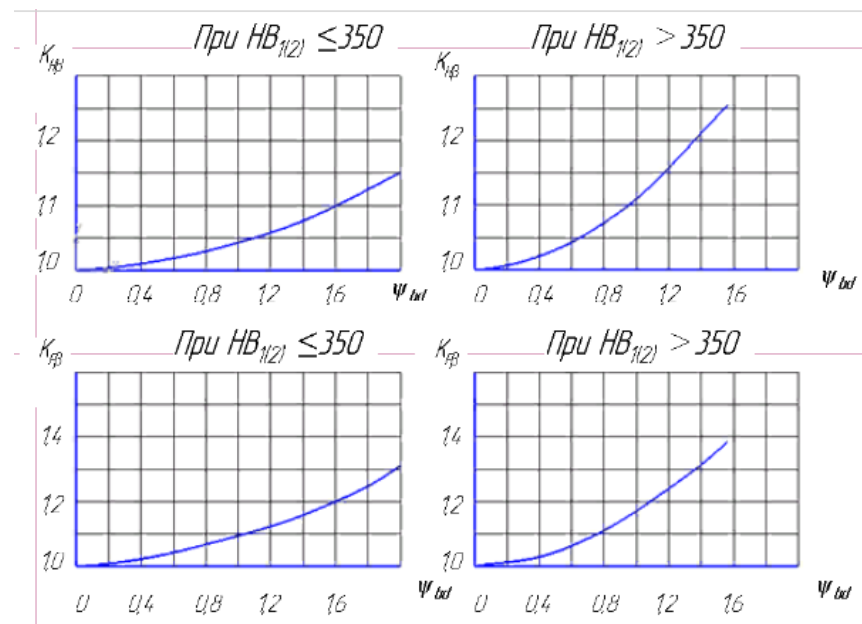


Таблица 38. Значения коэффициента $K_{H\alpha}$.

Степень точност	Твердость поверхностей зубьев	$v, м/с$					
		1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8
6	≤ 350 HB	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	> 350 HB	1,02	1,04	1,07	1,1	1,15	1,18
		1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7	≤ 350 HB	1,04	1,07	1,14	1,21	1,20	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	> 350 HB	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
		1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
8	≤ 350 HB	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	> 350 HB	1,03	1,06	1,1	1,16	1,22	1,26
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9	≤ 350 HB	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	> 350 HB	1,04	1,07	1,13	1,2	1,26	1,32
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
Примечание - в числителе для прямозубых колес, в знаменателе дано для косозубых							

3 9. График для определения коэффициента формы зуба Y_F в зависимости от эквивалентного числа зубьев Z_V и коэффициента смещения X

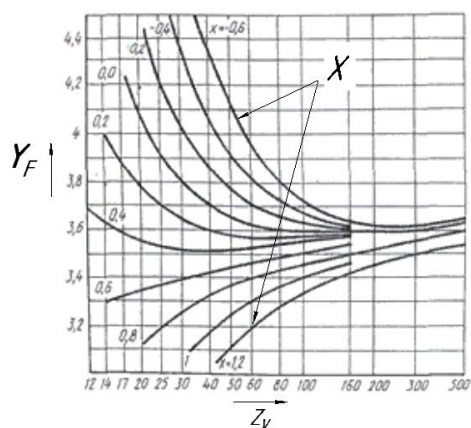


Таблица 310. Значения коэффициента K_{F0} .

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	$v, м/с$					
		1	2	4	6	8	10
6	≤ 350 HB	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
	> 350 HB	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	≤ 350 HB	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	> 350 HB	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	≤ 350 HB	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	> 350 HB	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	350 HB	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
	> 350 HB	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Примечание: в числителе для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых)

ПРИЛОЖЕНИЕ И

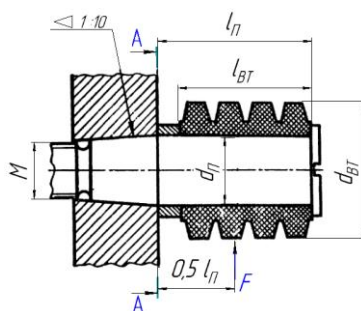
(справочное)

Компенсирующие муфты

Таблица И 1 –Муфта упругая втулочно- пальцевая МУВП. Основные размеры в мм (ГОСТ 21424-93):

d или d ₁ , мм		Тр, Н·м	D,мм, не более	l, мм				L, мм, не более					
1-й ряд	2-й ряд			тип									
				1-й		2-й		1-й		2-й			
				исполнение									
				1	2	1	2	1	2	1	2		
9	-	6,3	71	20	-	13	-	43	-	43	-		
10; 11	-			23	20	16	-	49	43	49	-		
12; 14	-	16	75	30	25	20	-	63	53	63	-		
16	-			40	28	30	18	83	59	83	59		
16; 18	19	31,5	90	40	28	30	18	84	60	84	60		
20; 22	24	63	100	50	36	38	24	104	76	104	76		
25;28	-	125	120	60	42	44	26	125	89	125	89		
-	30			80	58	60	38	165	121	165	121		
32; 36	35;38	250	140	80	58	60	38	165	121	165	121		
40; 45	42			110	82	85	56	225	169	225	169		
40; 45	42	500	170	110	82	85	56	225	169	225	169		
45; 50; 56	48; 55	710	190	110	82	85	56	226	170	226	170		
50; 56	55	1000	220	110	82	85	56	226	170	226	170		
63	60;65;70			140	105	107	72	286	216	286	216		
63; 71	65;70;75	2000	250	140	105	107	72	288	218	288	218		
80; 90	85			170	130	135	95	348	268	348	268		
80; 90	85; 95	4000	320	170	130	135	95	350	270	350	270		
100;110;125	125	8000	400	210	165	170	125	432	342	432	342		
125	120	16000	500	210	165	170	125	435	345	432	345		
140	130;150			250	200	205	155	515	415	515	415		
160	-			300	240	245	180	615	495	615	495		

Таблица И 2 –Муфта упругая втулочно- пальцевая МУВП. Дополнительные размеры в мм (ГОСТ 21424-93):



d или d ₁	D ₀	d _{ст}	l ₁	l ₂	с	Пальцы				Втулки	
						d _п	l _п	резьба	z	d _{вт}	l _{вт}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
9;10;11	50	20	10	12	1...2	8	11	M6	4	14	9
12;14	55	25	12	18	1...3	10	16	M6	4	16	12
16;18	58	30	15	22	1...4	10	19	M8	4	19	15
20;22	68	40	15	22	1...4	10	19	M8	6	19	15
25;28	84	52	20	35	1...5	14	33	M10	4	27	28
30;32;35;36;38	100	70	20	35	1...5	14	33	M10	6	27	28
40;42;45	120	80	25	45	2...6	18	42	M12	6	35	36
48;50;55	140	100	25	45	2...6	18	42	M12	8	35	36
60;65	170	120	25	45	2...6	18	42	M12	10	35	36
70;75	190	135	30	55	2...8	24	52	M16	10	45	44
80;85;90;95	242	175	35	70	2...10	30	66	M24	10	56	56
100;110;120	300	220	40	90	2...12	38	84	M30	10	70	72
125; 130; 140;150	380	265	55	110	2...15	45	103	M36	10	86	88
Примечание. Дополнительные размеры рассматривать как ориентировочные.											

Таблица И.3 –Коэффициент режима работы для муфт привода от электродвигателя k_p

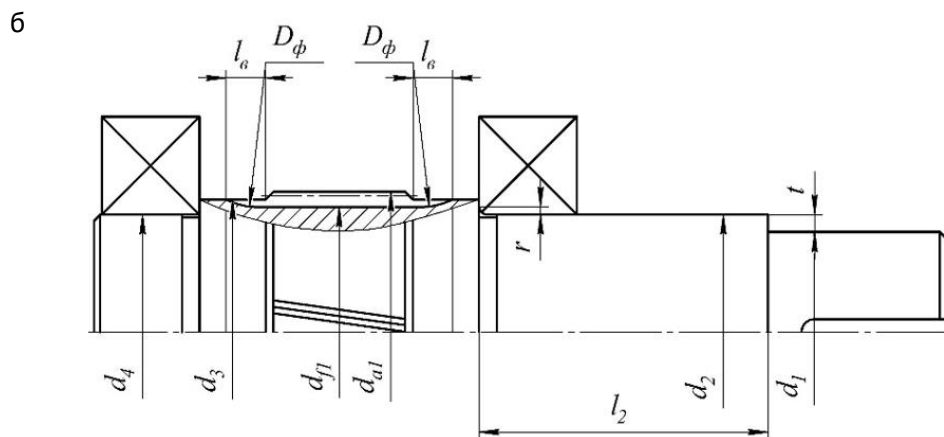
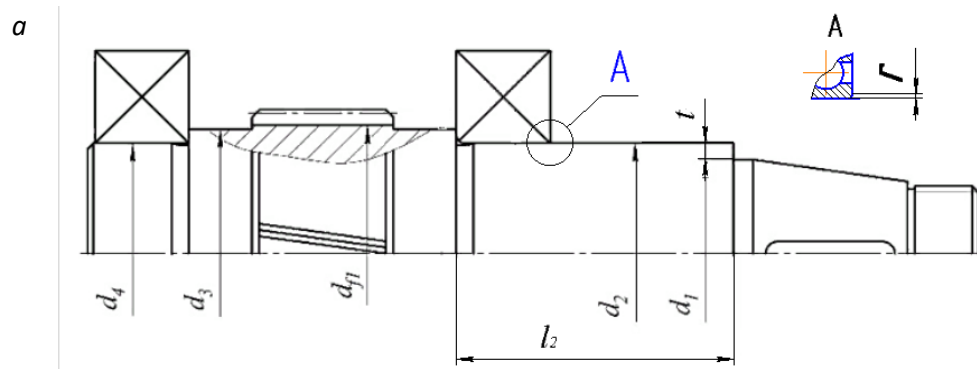
Наименование приводимых машин	k_p
Генераторы электрические	1...2
Вентиляторы центробежные и воздуходувки	1,25...1,5
Насосы центробежные	1,5...2
Насосы и компрессоры поршневые	2...3
Конвейеры ленточные	1,25...1,5
Конвейеры винтовые, скребковые и цепные	1,5...2
Станки металлообрабатывающие с непрерывным движением	1,25...1,5
Станки металлообрабатывающие с возвратно-поступательным движением	1,5...2,5
Станки деревообделочные	1,5...2
Мельницы шаровые, дробилки, ножницы, молоты	2...3
Краны грузоподъемные	3...4
Примечание. При приводах от поршневых двигателей значение k_p следует увеличить на 50...70%	

ПРИЛОЖЕНИЕ К

(справочное)

Конструирование валов. Справочные данные

Рисунок К.1 – Конструкция вала – шестерни цилиндрической передачи



в

Таблица К.3 – Номинальные размеры цилиндрических концов валов (ГОСТ 12080-66), мм

Technical drawing of a shaft end showing dimensions: l (length), c (fillet height), 45° (fillet angle), d (diameter), and r (fillet radius).

d	l	r	c		d	l	r	c
20	30	1,6	1,0		45	82	2,0	1,6
22	30	1,6	1,0		50	82	2,5	2,0
25	42	1,6	1,0		55	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0		60	105	2,5	2,0
30	58	2,0	1,6		70	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6		80	130	3,0	2,5
40	82	2,0	1,6		90	130	3,0	2,5

Таблица К4 - Концы валов конические (ГОСТ 12081-72), мм

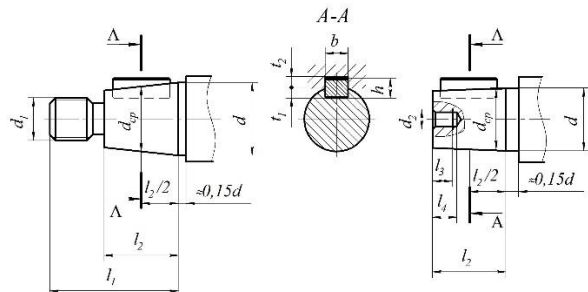
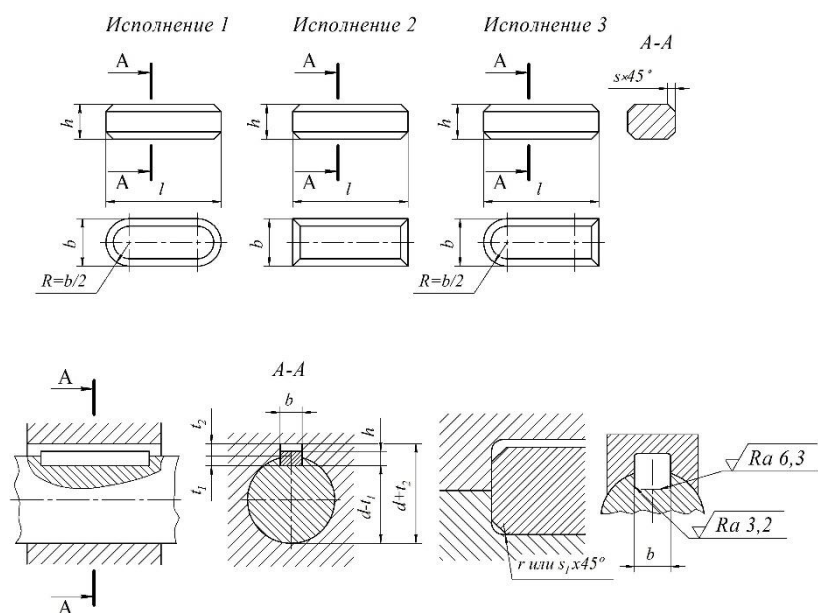
											
Номинальный диаметр	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	36	22	18,9	4	4	2,5	1,8	M12x1,25	M6	6,5	8,8
22			20,9								
25			23,8								
28	42	24	26,8	5	5	3,0	2,3	M16x1,5	M8	9,0	10,7
32			30,2						M10	11,0	13,0
36	58	36	34,2	6	6	3,5	2,8	M20x1,5	M12	14,0	16,3
40	59	36	37,3	10	8	5,0	3,3	M24x2	M12	14,0	16,3
45	82	54	42,3	12	8	5,0	3,3	M30x2	M16	21,0	23,5
50			47,3	12	8	5,0	3,3	M36x2		21,0	23,5
56			53,3	14	9	5,5	3,8			23,5	26,5
63	105	70	59,5	16	10	6,0	4,3	M42x3	M20	23,5	26,5
71			67,5	18	11	7,0	4,4	M48x3	M24	26,0	29,3
80			75,5	20	12	7,5	4,9	M56x4	M30	32	35,9
90	130	90	85,5	22	14	9,0	5,4	M64x4			

Таблица К 5 – Основные размеры соединений с призматическими шпонками ГОСТ 23360-78



Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	b×h	фаска s		интервалы длин l		глубина		радиус закругления s ₁ ×45°	
		max	min	от	до	на валу t ₁	во втулке t ₂	max	min
От 6 до 8	2×2			6	20	1,2	1,0		
Св 8 > 10	3×3	0,25	0,16	6	36	1,8	1,4	0,16	0,08
> 10 > 12	4×4			8	45	2,5	1,8		
Св 12 до 17	5×5			10	56	3,0	2,3		
> 17 > 22	6×6	0,40	0,25	14	70	3,5	2,8	0,25	0,16
> 22 > 30	8×7			18	90	4,0	3,3		
Св 30 до 38	10×8			22	110	5,0	3,3		
> 38 > 44	12×8			28	140	5,0	3,3		
> 44 > 50	14×9	0,60	0,40	36	160	5,5	3,8	0,4	0,25
> 50 > 58	16×10			45	180	6,0	4,3		
> 58 > 65	18×11			50	200	7,0	4,4		
Св 65 до 75	20×12			56	220	7,5	4,9		
> 75 > 85	22×14			63	250	9,0	5,4		
> 85 > 95	25×14	0,80	0,60	70	280	9,0	5,4	0,6	0,4
> 95 > 110	28×16			80	320	10,0	6,4		
> 110 > 130	32×18			90	360	11,0	7,4		

Окончание таблицы К5

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	$b \times h$	фаска s		интервалы длин l		глубина		радиус закругления $s_1 \times 45^\circ$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
Св 130 до 150 > 150 > 170 > 170 > 200 > 200 > 230	36×20 40×22 45×25 50×28	1,20	1,00	100 100 110 125	400 400 450 500	12,0 13,0 15,0 17,0	8,4 9,4 10,4 11,4	1,0	0,7
Св 230 до 260 > 260 > 290 > 290 > 330	56×32 63×32 70×36	2,00	1,60	140 160 180	500	20,0 20,0 22,0	12,4 12,4 14,4	1,6	1,2
Св 330 до 380 > 380 > 440 > 440 > 500	80×40 90×45 100×50	3,00	2,50	200 220 250	500	25,0 28,0 31,0	15,4 17,4 19,5	2,5	2,0

Примечания:

1 ГОСТ 23360-78 не распространяется на шпоночные соединения, применяемые для крепления режущего инструмента.

2 Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

3 Допускается применять шпонки с длиной, выходящей за пределы диапазона длин, указанного в таблице.

4 Материал – сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8786-68 или другая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МН/м².

5 Указания по шероховатости поверхности на рисунке в данной таблице не стандартизированы.

6 На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $d-t_1$ и для втулки $d+t_2$.

7 В ответственных шпоночных соединениях сопряжения дна паза с боковыми сторонами выполняются по радиусу r , значение и предельные отклонения которого указываются на рабочем чертеже.

8 В отдельных обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т.д.) допускается применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

9 Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения 1 с размерами $b=18$ мм $h=11$ мм $l=100$ мм:

Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360-78

Пример условного обозначения такой же шпонки исполнения 2 (3):

Шпонка 2 (3) 18x11x100 ГОСТ 23360-78

Таблица К 6 – Размеры прямобочных шлицевых соединений (по ГОСТ- 1139-80)

$z \times d \times D$ (z- число зубьев)	b	d_1	a	c		r , не более	S_F , мм ³ /мм
		не менее		номинальн ый размер	предельное отклонение		
Легкая серия							
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2	66
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2	118
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2	126
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3	163
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3	182
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3	211
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3	230
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5	440
8×56×62	10	53,8	6,38	0,5	+0,3	0,5	472
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5	520
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5	750
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5	850
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5	950
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5	1050
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5	1740

$z \times d \times D$ (z- число зубьев)	b	d_1	a	c		r , не более	S_F , мм ³ /мм
		не менее		номинальн ый размер	предельное отклонение		
<i>Средняя серия</i>							
6×11×14	3,0	9,9	-	0,3	+0,2	0,2	34
6×13×16	3,5	12,0	-	0,3	+0,2	0,2	39
6×16×20	4,0	14,5	-	0,3	+0,2	0,2	76
6×18×22	5,0	16,7	-	0,3	+0,2	0,2	84
6×21×25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2	97
6×23×28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2	145
6 ^X 26 ^X 32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3	191
6×28 ^X 34	7,0	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3	205
8×32×38	6,0	29,4	-	0,4	+0,2	0,3	308
8×36×42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3	343
8×42×48	8,0	39,5	257	0,4	+0,2	0,3	396
8×46×54	9,0	42,7	-	0,5	+0,3	0,5	600
8×52×60	10,0	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5	672
8×56×65	10,0	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5	854
8×62×72	12,0	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5	1072
10×72×82	12,0	67,4	-	0,5	+0,3	0,5	1540
10×82×92	12,0	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5	1740
10×92×102	14,0	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5	1940
10×102×112	16,0	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5	2140
10×112×125	16,0	106,3	4,40	0,5	+0,3	0,5	3260
<i>Тяжелая серия</i>							
10×16×20	2,5	14,1		0,3	+0,2	0,2	126
10×18×23	3,0	15,6		0,3	+0,2	0,2	195
10×21×26	3,0	18,5		0,3	+0,2	0,2	223
10×23×29	4,0	20,3		0,3	+0,2	0,2	312
10×26×32	4,0	23,0		0,4	+0,2	0,3	370
10×28×35	4,0	24,4		0,4	+0,2	0,3	426
10×32×40	5,0	28,0		0,4	+0,2	0,3	576
10×36×45	5,0	31,3		0,4	+0,2	0,3	749
10×42×52	6,0	36,9		0,4	+0,2	0,3	978
10×46×56	7,0	40,9		0,5	+0,3	0,5	1020
16×52×60	5,0	47,0		0,5	+0,3	0,5	1340
16×56×65	5,0	50,6		0,5	+0,3	0,5	1690
16×62×72	6,0	56,1		0,5	+0,3	0,5	2140
16×72×82	7,0	65,9		0,5	+0,3	0,5	2460
20×82×92	6,0	75,6		0,5	+0,3	0,5	3480
20×92×102	7,0	85,5		0,5	+0,3	0,5	3880
20×102×115	8,0	94,0		0,5	+0,3	0,5	5970
20×112×125	9,0	104,0		0,5	+0,3	0,5	6520

Примечания:

1 Боковые стороны зубьев вала должны быть параллельны оси симметрии зуба до пересечения с окружностью диаметра d .

2 Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением радиуса f .

3 Размер a в соединениях легкой и средней серий дан для валов исполнения А.

4 Валы исполнения А тяжелой серии, как правило, методом обкатывания не изготавливаются.

5 При центрировании по внутреннему диаметру валы изготавливаются в исполнении А и С, при центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам - в исполнении В.

6 Размеры, приведенные в таблице, не распространяются на специальные шлицевые соединения.

Таблица К 7 – Размеры заплечиков(буртиков) t , мм

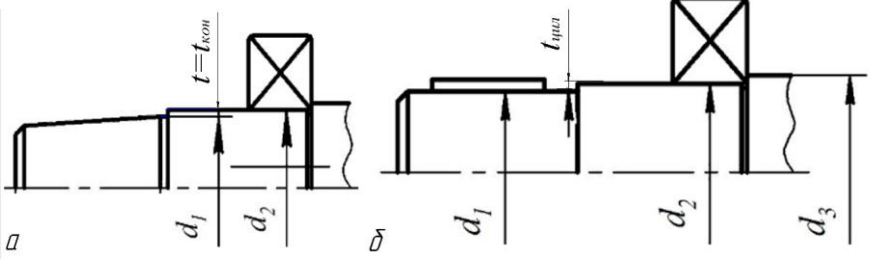
										
$d, \text{мм}$	17-22	24-30	32-38	40-44	45-50	52-58	60-65	67-75	80-85	90-95
$t = t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
$t = t_{\text{цил}}$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6

Таблица К 8 – Размеры галтели, мм

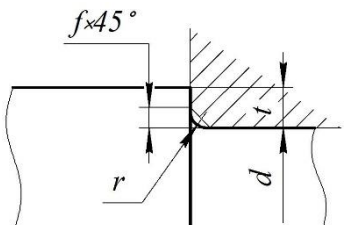
				
d	20...28	32...45	50...70	80...90
r	1,6	2,0	2,5	3,0
f	2,0	2,5	3,0	4,0

Таблица К 9 – Размеры канавок, мм

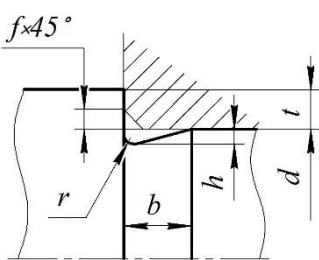
			
d	св. 10 до 50	св. 50 до 100	св. 100
b	3,0	5,0	8,0
h	0,25	0,5	0,5
r	1,0	1,6	2,0

Таблица К 10 - Внешний диаметр зубонарезной фрезы, мм

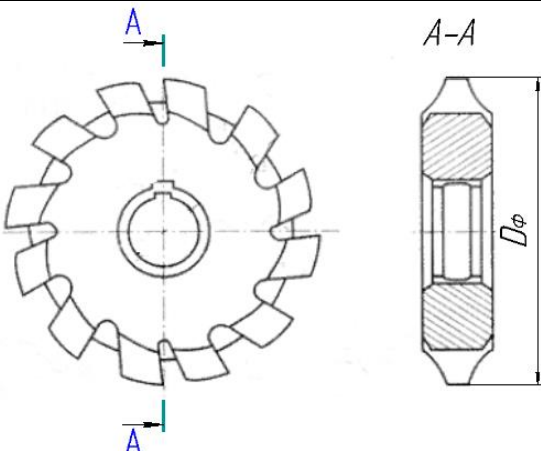
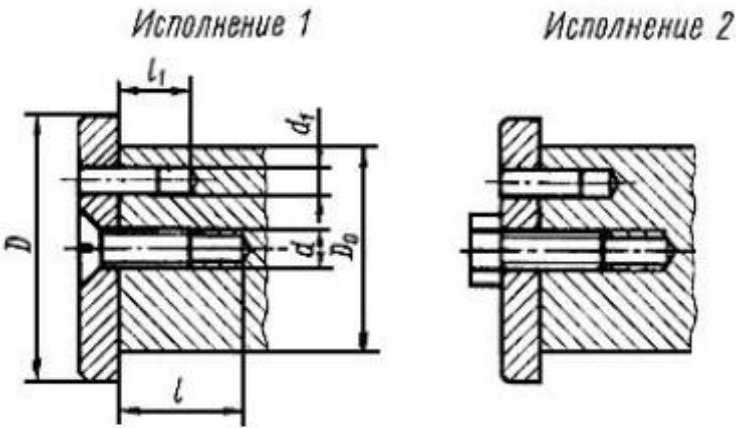
								
Модуль зацепления m			2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
D_ϕ	Степень точности	7	90	100	112	125	140	160
		8...10	70	80	90	100	112	125

Таблица К 11. Крепление концевыми шайбами

The drawing consists of two views of a shaft assembly. The left view is a top-down cross-section showing a shaft of diameter $d_{\text{вал}}$ passing through a rectangular washer of diameter D . The washer has a width b and a height $a + 2k$. Two hexagonal bolts are shown passing through the washer and the shaft. The right view is a side cross-section showing the shaft, washer, and bolts. The washer has a length l and a height h_1 . The bolt diameter is d . The washer thickness is a . The shaft diameter is $d_{\text{вал}}$. The washer width is c and the washer height is h .

$d_{\text{вал}}$	D	a	h	h_1	b	k	l	d (Болт ГОСТ 7798–70)					
32,40	50	25	6	0,5	14	10	22	M6×16					
45	55	25	8										
50	60	25											
55	65	25											
60	70	25	20		13	26	M10×20						
65	75	30											
70	80	30											
75	85	30		10				1,0	26	16	32	M12×25	
80	90	40											
85	100	40											
90	105	40											
95	110	50											
100	115	50	12										
105	120												
110	130												

Таблица К12. Шайбы концевые по ГОСТ 14734-69



Обозначение шайбы	Размеры в мм									Н
	Диаметр шайбы D	Диаметр вала D _o	d	d ₁	l	l ₁	Исполнение 1	Исполнение 2	Штифт цилинд- рический по ГОСТ 3128-70	
							Винт ГОСТ 17475-80	Болт ГОСТ 7798-70		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7019-0621	28	20-24	M5	3	16	10	BM5-6g×10	-	3×10	4
7019-0622 (7019-0623)	32	24-28	M6	4	18	12	BM6-6g×12	M6-6gx18	4×12	5
7019-0624 (7019-0625)	36	28-32								
7019-0626 (7019-0627)	40	32-36								

Окончание таблицы К12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7019-0628 (7019-0629)	45	36-40	М6	4	18	12	ВМ6-6g×12	М6-6gx18	4×12	5
7019-0630 (7019-0631)	50	40-45								
7019-0632 (7019-0633)	56	45-50								
7019-0634 (7019-0635)	63	50-55	М8	5	22	16	ВМ8-6g×16	М8-gx22	5×16	6
7019-0636 (7019-0637)	67	55-60								
7019-0638 (7019-0639)	71	60-65								
7019-0640 (7019-0641)	75	65-70								
7019-0642 (7019-0643)	85	70-75								
7019-0644 (7019-0645)	90	75-80								

Примечание :

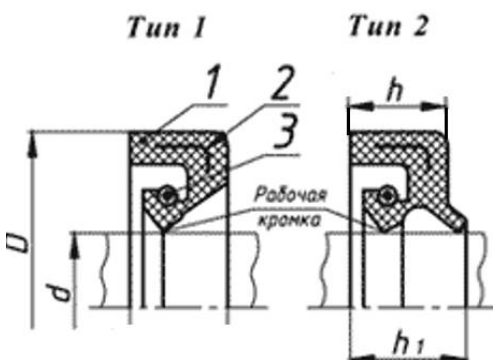
- 1.Пример условного обозначения концевой шайбы исполнения 1, размером $D = 28$ мм -Шайба 7019-0621 ГОСТ 14734-69.
- 2.Пример условного обозначения винта исполнения 1В с резьбой М5 и длиной 1 мм-Винт В.М5-6gx10 ГОСТ 17475-80.
- 3..Пример условного обозначения болта исполнения 1 с резьбой М6 и длиной 18 мм-Болт М-6gx18 ГОСТ 7796-70.
4. Пример условного обозначения штифта исполнения 1 с диаметром 3 мм и длиной 10 мм-- Штифт 3x10 ГОСТ 3128-70

ПРИЛОЖЕНИЕ Л

(справочное)

Уплотнения подшипниковых узлов

Таблица Л1 – Размеры резиновых манжет по ГОСТ 8752-79 , мм

 1 – резина, 2 – каркас, 3 – пружина						
$d \times D \times h$	$d \times D \times h$	$d \times D \times h$	$d \times D \times h$	$d \times D \times h$	$d \times D \times h$	$d \times D \times h$
1	2	3	4	5	6	7
–	25 × 50 × 10	35 × 52 × 6	44 × 72 × 8	55 × 80 × 13	75 × 102 × 10	130 × 160 × 15
–	25 × 50 × 12	35 × 52 × 7	44 × 72 × 12	55 × 82 × 12	75 × 105 × 12	130 × 165 × 13
–	25 × 52 × 7	35 × 52 × 10	44.5 × 80 × 10	55 × 85 × 8	75 × 110 × 10	130 × 170 × 12
–	25 × 52 × 8	35 × 52 × 12	45 × 55 × 7	55 × 90 × 8	75 × 110 × 12	130 × 180 × 15
–	25 × 52 × 10	35 × 53 × 8	45 × 56 × 7	55 × 90 × 10	75 × 115 × 12	135 × 155 × 8
–	25 × 52 × 12	35 × 54 × 7	45 × 58 × 6	55 × 90 × 13	75 × 120 × 12	135 × 160 × 12
–	25 × 62 × 7	35 × 55 × 7	45 × 58 × 7	55 × 100 × 12	76 × 105 × 14	135 × 165 × 15
–	25 × 62 × 8	35 × 55 × 10	45 × 60 × 7	56 × 70 × 8	78 × 90 × 8	135 × 200 × 12
–	25 × 62 × 10	35 × 56 × 10	45 × 60 × 8	56 × 72 × 8	78 × 95 × 13	140 × 160 × 10
–	26 × 35 × 7	35 × 56 × 12	45 × 60 × 10	56 × 72 × 12	78 × 100 × 10	140 × 160 × 15
–	26 × 36 × 7	35 × 57 × 9	45 × 62 × 7	56 × 80 × 8	78 × 100 × 13	140 × 165 × 12
–	26 × 37 × 7	35 × 58 × 10	45 × 62 × 8	56 × 85 × 8	78 × 110 × 12	140 × 170 × 15
–	26 × 38 × 8	35 × 58 × 12	45 × 62 × 10	57 × 72 × 9	79 × 110 × 13	140 × 180 × 12
–	26 × 40 × 10	35 × 60 × 10	45 × 62 × 12	57 × 85 × 12	80 × 90 × 5	140 × 180 × 15
–	26 × 42 × 7	35 × 62 × 7	45 × 64 × 8	58 × 68 × 13	80 × 95 × 10	140 × 190 × 15
–	26 × 42 × 10	35 × 62 × 10	45 × 65 × 7	58 × 72 × 8	80 × 100 × 7	142 × 168 × 15
–	26 × 45 × 10	35 × 62 × 12	45 × 65 × 8	58 × 75 × 10	80 × 100 × 10	145 × 168 × 13
–	26 × 47 × 7	35 × 67 × 7	45 × 65 × 10	58 × 78 × 7	80 × 100 × 13	145 × 170 × 15
18 × 28 × 7	26 × 47 × 10	35 × 68 × 10	45 × 65 × 12	58 × 80 × 8	80 × 105 × 10	145 × 175 × 15

Продолжение таблицы Л 1

1	2	3	4	5	6	7
18 × 30 × 5	26 × 50 × 12	35 × 72 × 7	45 × 68 × 10	58 × 80 × 10	80 × 110 × 10	145 × 180 × 12
18 × 30 × 7	26 × 52 × 10	35 × 72 × 10	45 × 68 × 12	58 × 80 × 12	80 × 110 × 13	148 × 170 × 14.5
18 × 30 × 7	27 × 37 × 7	35 × 80 × 10	45 × 70 × 10	58 × 84 × 10	80 × 115 × 10	150 × 170 × 12
18 × 35 × 7	27 × 40 × 10	35.8 × 68 × 12	45 × 72 × 7	58 × 85 × 10	80 × 120 × 12	150 × 170 × 15
18 × 35 × 10	27 × 41 × 10	36 × 47 × 7	45 × 72 × 8	58 × 85 × 12	80 × 125 × 10	150 × 180 × 15
18 × 36 × 7	27 × 42 × 7	36 × 50 × 7	45 × 72 × 10	58 × 90 × 10	80 × 140 × 12	150 × 190 × 15
18 × 37 × 10	27 × 45 × 8	36 × 52 × 7	45 × 72 × 12	58 × 90 × 13	82 × 105 × 12	150 × 200 × 15
18 × 40 × 7	27 × 47 × 7	36 × 55 × 8	45 × 75 × 8	60 × 70 × 7	82 × 105 × 14	155 × 175 × 12
18 × 40 × 10	27 × 47 × 10	36 × 56 × 9	45 × 75 × 10	60 × 75 × 8	82 × 110 × 13	155 × 180 × 15
19 × 27 × 6	28 × 35 × 5	36 × 58 × 10	45 × 80 × 10	60 × 80 × 7	82 × 110 × 13	155 × 190 × 15
19 × 30 × 7	28 × 38 × 7	36 × 62 × 7	45 × 80 × 13	60 × 80 × 8	82 × 105 × 12	155 × 200 × 15
19 × 32 × 7	28 × 40 × 5.5	37 × 62 × 10	45 × 85 × 10	60 × 80 × 10	85 × 110 × 12	160 × 180 × 10
19 × 35 × 7	28 × 40 × 7	38 × 50 × 6	45 × 90 × 10	60 × 80 × 13	85 × 115 × 12	160 × 185 × 10
19 × 37 × 10	28 × 42 × 7	38 × 50 × 7	45 × 100 × 10	60 × 80 × 13	85 × 120 × 7.5	160 × 190 × 15
19 × 40 × 10	28 × 42 × 10	38 × 52 × 7	46 × 63 × 8	60 × 85 × 8	85 × 120 × 12	160 × 200 × 12
19 × 47 × 10	28 × 43 × 10	38 × 54 × 10	46 × 64 × 8	60 × 85 × 10	85 × 125 × 12	165 × 190 × 13
19.5 × 35 × 7	28 × 45 × 7	38 × 55 × 7	46 × 65 × 10	60 × 90 × 7	85 × 130 × 12	165 × 200 × 15
19.5 × 35 × 10	28 × 45 × 10	38 × 56 × 10	47 × 62 × 7	60 × 90 × 8	85 × 140 × 12	170 × 190 × 15
20 × 28 × 6	28 × 47 × 7	38 × 56 × 12	47 × 65 × 10	60 × 90 × 10	88 × 105 × 12	170 × 200 × 15
20 × 30 × 5	28 × 47 × 8	38 × 58 × 7	47 × 72 × 8	60 × 90 × 13	88 × 110 × 12	170 × 220 × 15
20 × 30 × 7	28 × 47 × 10	38 × 58 × 10	48 × 62 × 8	60 × 95 × 10	88 × 140 × 12	170 × 200 × 15
20 × 31 × 6	28 × 50 × 10	38 × 60 × 10	48 × 65 × 8	60 × 100 × 10	90 × 110 × 12	175 × 205 × 15
20 × 32 × 6	28 × 50 × 12	38 × 60 × 12	48 × 65 × 10	60 × 110 × 13	90 × 115 × 9	175 × 210 × 14
20 × 32 × 7	28 × 52 × 7	38 × 62 × 7	48 × 65 × 12	60 × 140 × 15	90 × 115 × 12	175 × 215 × 16
20 × 33 × 10	28 × 55 × 9	38 × 62 × 12	48 × 68 × 10	62 × 75 × 10	90 × 120 × 12	180 × 200 × 13
20 × 35 × 6	28 × 62 × 12	38 × 65 × 10	48 × 70 × 10	62 × 80 × 8	90 × 125 × 12	180 × 210 × 15
20 × 35 × 10	28.5 × 46.5 × 10	38 × 72 × 10	48 × 70 × 12	62 × 80 × 12	90 × 130 × 12	180 × 215 × 16
20 × 37 × 10	29 × 40 × 7	38 × 72 × 12	48 × 72 × 8	62 × 85 × 10	90 × 140 × 12	180 × 220 × 15
20 × 38 × 7	29 × 43 × 7	38 × 74 × 10	46 × 72 × 10	62 × 85 × 12	90 × 160 × 12	185 × 215 × 16
20 × 40 × 7	29 × 50 × 10	38 × 80 × 12	48 × 72 × 12	62 × 90 × 10	92 × 120 × 12	190 × 215 × 15
20 × 40 × 10	29.8 × 50 × 9,5	40 × 50 × 7	48 × 72.5 × 10	62 × 90 × 12	95 × 110 × 10	190 × 220 × 15
20 × 42 × 6	30 × 40 × 5	40 × 52 × 7	48 × 80 × 10	62 × 93 × 12	95 × 110 × 13	190 × 225 × 16
20 × 42 × 7	30 × 40 × 7	40 × 55 × 7	48 × 80 × 13	62 × 100 × 13	95 × 115 × 13	190 × 230 × 15
20 × 42 × 10	30 × 42 × 6	40 × 55 × 8	49 × 65 × 10	62 × 80 × 9	95 × 120 × 12	196 × 235 × 18
20 × 45 × 7	30 × 42 × 7	40 × 56 × 6	50 × 60 × 5.5	63 × 85 × 10	95 × 125 × 12	200 × 225 × 15

1	2	3	4	5	6	7
$20 \times 47 \times 7$	$30 \times 42 \times 8$	$40 \times 56 \times 8$	$50 \times 62 \times 5$	$63 \times 85 \times 12$	$95 \times 127 \times 14$	$200 \times 230 \times 15$
$20 \times 47 \times 10$	$30 \times 44 \times 10$	$40 \times 56 \times 12$	$50 \times 65 \times 8$	$63 \times 85 \times 10$	$95 \times 130 \times 13$	$200 \times 240 \times 15$
$20 \times 52 \times 10$	$30 \times 45 \times 8$	$40 \times 57.15 \times 9$	$50 \times 65 \times 10$	$63 \times 90 \times 12$	$98 \times 120 \times 8$	$200 \times 250 \times 15$
$21 \times 40 \times 10$	$30 \times 47 \times 6$	$40 \times 58 \times 8$	$50 \times 68 \times 8$	$64 \times 80 \times 8$	$98 \times 120 \times 12$	$205 \times 230 \times 16$
$22 \times 32 \times 5.5$	$30 \times 47 \times 10$	$40 \times 58 \times 12$	$50 \times 70 \times 8$	$64 \times 95 \times 10$	$98 \times 127 \times 12$	$210 \times 245 \times 16$
$22 \times 32 \times 7$	$30 \times 50 \times 7$	$40 \times 60 \times 10$	$50 \times 70 \times 10$	$65 \times 75 \times 8$	$100 \times 120 \times 12$	$210 \times 250 \times 15$
$22 \times 34.5 \times 6$	$30 \times 50 \times 9$	$40 \times 60 \times 12$	$50 \times 70 \times 12$	$65 \times 80 \times 7$	$100 \times 125 \times 12$	$215 \times 240 \times 12$
$22 \times 35 \times 7$	$30 \times 50 \times 10$	$40 \times 62 \times 7$	$50 \times 72 \times 8$	$65 \times 80 \times 8$	$100 \times 130 \times 12$	$215 \times 250 \times 16$
$22 \times 35 \times 10$	$30 \times 50 \times 10$	$40 \times 62 \times 8$	$50 \times 72 \times 10$	$65 \times 80 \times 10$	$100 \times 135 \times 12$	$220 \times 250 \times 15$
$22 \times 36 \times 7$	$30 \times 50 \times 4$	$40 \times 62 \times 10$	$50 \times 72 \times 12$	$65 \times 85 \times 8$	$100 \times 140 \times 12$	$220 \times 255 \times 16$
$22 \times 37 \times 7$	$30 \times 52 \times 7$	$40 \times 62 \times 12$	$50 \times 75 \times 10$	$65 \times 85 \times 10$	$100 \times 150 \times 12$	$220 \times 260 \times 15$
$22 \times 38 \times 7$	$30 \times 52 \times 8$	$40 \times 63 \times 10$	$50 \times 75 \times 12$	$65 \times 85 \times 13$	$100 \times 160 \times 12$	$220 \times 260 \times 15$
$22 \times 38 \times 10$	$30 \times 52 \times 10$	$40 \times 65 \times 10$	$50 \times 76 \times 12$	$65 \times 90 \times 10$	$100 \times 180 \times 13$	$230 \times 270 \times 15$
$22 \times 38 \times 10$	$30 \times 55 \times 7$	$40 \times 65 \times 12$	$50 \times 78 \times 10$	$65 \times 90 \times 13$	$105 \times 125 \times 12$	$230 \times 280 \times 15$
$22 \times 40 \times 10$	$30 \times 56 \times 10$	$40 \times 68 \times 8$	$50 \times 78 \times 12$	$65 \times 95 \times 10$	$105 \times 130 \times 12$	$240 \times 270 \times 15$
$22 \times 42 \times 10$	$30 \times 56 \times 12$	$40 \times 70 \times 8$	$50 \times 80 \times 8$	$65 \times 100 \times 10$	$105 \times 135 \times 12$	$240 \times 280 \times 15$
$22 \times 45 \times 7$	$30 \times 60 \times 10$	$40 \times 70 \times 10$	$50 \times 80 \times 10$	$65 \times 100 \times 13$	$105 \times 140 \times 12$	$250 \times 280 \times 15$
$22 \times 47 \times 7$	$30 \times 62 \times 7$	$40 \times 72 \times 7$	$50 \times 80 \times 13$	$65 \times 110 \times 10$	$105 \times 145 \times 15$	$250 \times 290 \times 15$
$22 \times 47 \times 10$	$30 \times 62 \times 10$	$40 \times 72 \times 10$	$50 \times 85 \times 10$	$65 \times 120 \times 8$	$105 \times 150 \times 15$	$260 \times 280 \times 10$
$23 \times 35 \times 6$	$30 \times 72 \times 10$	$40 \times 72 \times 12$	$50 \times 90 \times 10$	$65 \times 125 \times 12$	$110 \times 125 \times 7$	$260 \times 290 \times 15$
$23 \times 40 \times 8$	$31 \times 52 \times 9$	$40 \times 80 \times 10$	$50 \times 90 \times 13$	$68 \times 85 \times 10$	$110 \times 130 \times 8$	$260 \times 300 \times 18$
$24 \times 32 \times 7$	$32 \times 42 \times 7$	$40 \times 80 \times 13$	$50 \times 110 \times 12$	$68 \times 85 \times 13$	$110 \times 130 \times 12$	$260 \times 310 \times 18$
$24 \times 35 \times 7$	$32 \times 43 \times 4,5$	$40 \times 90 \times 10$	$50 \times 72 \times 12$	$68 \times 90 \times 10$	$110 \times 135 \times 12$	$265 \times 290 \times 16$
$24 \times 35 \times 7$	$32 \times 44 \times 7$	$41 \times 56 \times 9$	$51 \times 76 \times 10$	$68 \times 90 \times 13$	$110 \times 140 \times 10$	$270 \times 300 \times 15$
$24 \times 37 \times 7$	$32 \times 44 \times 10$	$42 \times 52 \times 7$	$52 \times 68 \times 8$	$68 \times 95 \times 12$	$110 \times 140 \times 12$	$270 \times 310 \times 18$
$24 \times 38 \times 7$	$32 \times 45 \times 7$	$42 \times 52 \times 8$	$52 \times 70 \times 7$	$68 \times 100 \times 12$	$110 \times 150 \times 8$	$270 \times 320 \times 18$
$24 \times 40 \times 7$	$32 \times 47 \times 7$	$42 \times 55 \times 8$	$52 \times 72 \times 8$	$70 \times 80 \times 8$	$112 \times 136 \times 12$	$280 \times 310 \times 15$
$24 \times 40 \times 10$	$32 \times 47 \times 10$	$42 \times 56 \times 7$	$52 \times 72 \times 10$	$70 \times 85 \times 8$	$112.5 \times 145 \times 12$	$280 \times 320 \times 18$
$24 \times 42 \times 7$	$32 \times 48 \times 8$	$42 \times 58 \times 10$	$52 \times 72 \times 12$	$70 \times 85 \times 10$	$114 \times 145 \times 12$	$290 \times 330 \times 18$
$24 \times 42 \times 10$	$32 \times 50 \times 8$	$42 \times 60 \times 10$	$52 \times 72 \times 10$	$70 \times 90 \times 7$	$115 \times 135 \times 12$	$300 \times 340 \times 18$
$24 \times 45 \times 10$	$32 \times 50 \times 10$	$42 \times 62 \times 7$	$52 \times 78 \times 12$	$70 \times 90 \times 10$	$115 \times 140 \times 10$	$305 \times 340 \times 18$
$24 \times 47 \times 7$	$32 \times 50 \times 12$	$42 \times 62 \times 8$	$52 \times 80 \times 10$	$70 \times 90 \times 13$	$115 \times 140 \times 12$	$310 \times 340 \times 15$
$24 \times 47 \times 10$	$32 \times 52 \times 7$	$42 \times 62 \times 10$	$52 \times 80 \times 13$	$70 \times 92 \times 10$	$115 \times 145 \times 12$	$320 \times 360 \times 18$
$24 \times 50 \times 10$	$32 \times 52 \times 10$	$42 \times 62 \times 12$	$52 \times 85 \times 10$	$70 \times 95 \times 10$	$115 \times 145 \times 15$	$330 \times 370 \times 18$
$24 \times 50 \times 12$	$32 \times 52 \times 12$	$42 \times 64 \times 10$	$53 \times 68 \times 13$	$70 \times 100 \times 10$	$115 \times 150 \times 12$	$340 \times 380 \times 18$

Окончание таблицы Л1

1	2	3	4	5	6	7
24 × 50 × 12	32 × 55 × 10	42 × 65 × 10	54 × 70 × 12	70 × 100 × 13	115 × 150 × 14	350 × 390 × 18
24 × 52 × 12	32 × 56 × 10	42 × 65 × 12	54 × 73 × 10	70 × 105 × 10	119 × 146 × 12	350 × 390 × 18
24 × 52 × 12	32 × 56 × 12	42 × 68 × 10	54 × 80 × 12	70 × 110 × 10	120 × 140 × 12	360 × 400 × 18
25 × 35 × 7	32 × 62 × 10	42 × 70 × 10	54 × 80 × 13	70 × 110 × 12	120 × 145 × 10	370 × 410 × 15
24 × 50 × 12	32 × 55 × 10	42 × 65 × 10	54 × 70 × 12	70 × 100 × 13	115 × 150 × 14	350 × 390 × 18
25 × 36 × 7	32 × 62 × 12	42 × 70 × 12	55 × 65 × 8	70 × 120 × 10	120 × 146 × 12	380 × 420 × 18
25 × 38 × 7	33 × 49 × 8	42 × 72 × 7	55 × 68 × 8	70 × 150 × 12	120 × 150 × 12	390 × 430 × 20
25 × 38.5 × 7	33 × 50 × 6	42 × 72 × 8	55 × 70 × 8	72 × 90 × 10	120 × 150 × 15	400 × 440 × 18
25 × 40 × 7	34 × 46 × 10	42 × 72 × 10	55 × 70 × 10	72 × 95 × 10	120 × 160 × 12	400 × 450 × 25
25 × 40 × 10	34 × 50 × 10	42 × 72 × 12	55 × 72 × 7	72 × 100 × 10	125 × 140 × 10	420 × 460 × 20
25 × 42 × 7	34 × 52 × 7	42 × 75 × 10	55 × 72 × 8	72 × 100 × 13	125 × 143 × 13	420 × 470 × 22
25 × 42 × 10	34 × 52 × 10	42 × 80 × 8	55 × 72 × 10	72 × 105 × 13	125 × 143 × 13	440 × 480 × 20
25 × 43 × 10	34 × 45 × 10	43 × 65 × 8	55 × 72 × 12	72 × 110 × 12	125 × 155 × 12	450 × 500 × 22
25 × 45 × 8	35 × 47 × 4.5	43 × 65 × 12	55 × 75 × 10	73.5 × 110 × 10	125 × 160 × 12	480 × 520 × 20
25 × 45 × 10	35 × 47 × 7	44 × 60 × 10	55 × 78 × 10	75 × 90 × 8	125 × 170 × 13	480 × 530 × 22
25 × 46 × 7	35 × 48 × 7	44 × 62 × 8	55 × 78 × 12	75 × 90 × 10	128 × 150 × 13	500 × 540 × 25
25 × 47 × 7	35 × 50 × 7	44 × 62 × 10	55 × 80 × 6	75 × 95 × 10	130 × 150 × 10	500 × 550 × 22
25 × 47 × 10	35 × 50 × 8	44 × 62 × 12	55 × 80 × 8	75 × 96 × 11	130 × 154 × 12	560 × 610 × 25
25 × 50 × 7	35 × 50 × 10	44 × 66 × 12	55 × 80 × 10	75 × 100 × 10	130 × 155 × 10	

Примечания:

1. Манжеты резиновые армированные с пружиной для уплотнения валов применяются при работе в минеральных маслах, воде, дизельном топливе при избыточном давлении до 0,05 МПа и скорости вращения до 20 м/с. Работоспособны при t° от -45°C до +100 °C.

2. Тип манжеты: 1- без пыльника для предотвращения вытекания уплотняемой среды; 2- с пыльником для предотвращения вытекания уплотняемой среды и защиты от проникновения пыли;

3. Исполнение манжет: 1 - рабочая кромка с механической обработкой; 2 - с формованной рабочей кромкой.

4. Размер h_1 - по ГОСТ 8752-79.

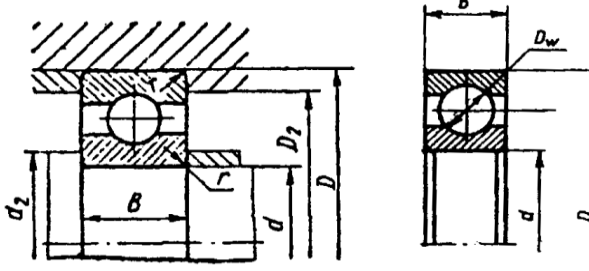
5. Пример условного обозначения манжеты с армированной с пыльником, с формованной кромкой (2.2), диаметром уплотняемого вала 85 мм, наружным диаметром манжеты 110 мм и группой резины сальника 1, по ГОСТ 8752-79:

Манжета 2.2-85 х 110 - 1 ГОСТ 8752-79 .

ПРИЛОЖЕНИЕ М

(справочное)

Таблица М1 – Техническая характеристика шарикоподшипников радиальных однорядных типа 0000 (из ГОСТ 8338-75)

Эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник : динамическая $P = XF_r + Y F_a$; Статическая $P_0 = 0,6F_r + 0,5 F_a$;								Числовые значения коэффициентов				
								$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
								X	Y	X	Y	
								0.025	0.22	1	0	0.56
0.04	0.24	1.8										
0.07	0.27	1.6										
0.13	0.31	1.4										
0.25	0.37	1.2										
								0.5	0.44			1.0
Условное обозначение	Размеры,мм							Грузоподъёмность, кН		Вес G, кг		
	d	D	B	r	$d_{2наим}$	$D_{2наим}$	Шарик D_w	C_o	C_o			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
Легкая серия												
200	10	30	9	1.0	15	25	5,95	4,7	2,7	0.03		
201	12	32	10		17	27	5,56	7.8	2.7	0.037		
202	15	35	11		20	30	5,95	5.9	3.5	0.045		
203	17	40	12		22	35	7,14	7.5	4.5	0.06		
204	20	47	14	0.5	26	41	7,94	10.0	6.3	0.10		
205	25	52	15		31	46	7,94	11.0	7.9	0.12		
206	30	62	16		36	56	9,53	15.3	10.2	0.20		
207	35	72	17		42	65	11,11	20.1	13.9	0.29		
208	40	80	18	2.0	47	74	12,70	25.6	18.1	0.36		
209	45	85	19		52	7	12,70	25.7	18.1	0.41		
210	50	90	20		57	83	12,70	27.58	20.2	0.47		
211	55	100	21		64	91	14,29	34.0	25.6	0.60		
212	60	110	22	2.5	69	101	15,88	41.1	31.5	0.80		
213	65	120	23		74	11	16,67	44.9	34.7	0.98		
214	70	125	24		79	116	17,46	48.8	38.1	1.08		
215	75	130	25		84	121	17,46	51.9	41.9	1.18		
216	80	140	26	3.0	90	130	19,05	57.0	45.4	1.40		
217	85	150	28		95	140	19,84	65.4	54.1	1.00		
218	90	160	30		100	150	22,23	75.3	61.7	2.20		
219	95	170	32		107	158	23,1	85,3	70,9	2,70		
220	100	180	34	3,5	112	168	25,40	95,	80,6	3,20		
221	105	190	36		117	178	26,99	104,0	91,0	3,60		
222	110	200	38		122	185	28,58	113,0	102,0	4,50		
224	120	215	40		132	203	30,16	120,0	114,0	7,50		
226	130	230	40	4,0	144	216	28,58	122,0	122,0	9,80		

Продолжение таблицы М 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Средняя серия										
300	10	35	11	1,0	15,5	29,5	7,14	6,63	3,83	0,05
301	12	37	12	1,5	16,5	32	7,4	7,63	4,73	0,06
302	15	42	13		20,2	37	7,94	8,90	5,51	0,08
303	17	47	14		23	41	9,53	10,9	6,80	0,11
304	20	52	15	2,0	27	4,5	9,53	12,5	7,94	0,14
305	25	62	17	2,0	32	55	11,51	17,6	11,6	0,23
306	30	72	19		37	65	12,30	22,0	15,1	034
307	35	80	21	2,5	44	70	14,29	26,2	17,9	0,44
308	40	90	23		49	80	15,08	31,9	22,7	0,63
309	45	100	25		54	90	17,46	37,8	26,7	0,83
310	50	110	27	3,0	60	100	19,05	48,5	36,3	1,08
311	55	120	29		65	110	20,64	56,0	42,6	1,35
312	60	130	31	3,5	72	118	22,23	64,1	49,4	1,70
313	65	140	33		77	128	23,81	72,7	56,7	2,11
314	70	150	35		82	138	25,40	81,7	64,5	2,60
315	75	160	37		87	148	26,99	89,0	72,8	3,1
316	80	170	39		92	158	28,58	96,5	81,7	3,6
317	85	180	41	4,0	99	165	30,16	104,0	91,0	4,3
318	90	190	43		104	175	31,75	112,0	101,0	5,1
319	95	200	45		109	185	33,34	120,0	111,0	5,7
320	100	215	47		113	200	36,51	136,0	133,0	7,0
321	105	225	49		114	210	38,10	144,0	145,0	8,2
322	110	240	50		124	225	41,28	161,0	170,0	9,8
324	120	260	55		134	245	42,86	170,0	184,0	12,3
326	130	280	58	5,0	148	262	44,45	180,0	198,0	15,2
330	150	320	65		168	302	50,8	217,0	258,0	27,6
Тяжёлая серия										
403	17	62	17	2,0	24	55	12,70	17,8	12,1	0,27
405	25	80	21	2,5	35	70	16,67	29,2	20,8	0,5
406	30	90	23		40	80	19,05	37,2	27,2	0,72
407	35	100	25		45	90	20,64	43,6	31,9	0,93
408	40	110	27	3,0	50	100	22,23	50,3	37,0	1,2
409	45	120	29		55	110	23,02	60,4	46,4	1,52

Окончание таблицы М 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
410	50	130	31	3,5	32	118	25,40	68,5	53,0	1,91
411	55	140	33		38	128	26,99	78,7	63,7	2,3
412	60	150	35		72	138	28,58	85,6	71,4	2,8
413	65	160	37		78	148	30,16	92,6	79,6	3,4
414	70	180	42	4,0	84	166	34,93	113,0	107,0	5,3
416	80	200	48		95	185	38,10	128,0	127,0	7,0
417	85	210	52	5,0	105	190	39,69	136,0	138,0	8,0

Примечания:

1. Обозначение серий подшипников. Третья цифра справа в обозначении указывает серию подшипника: особо-легкая -1, легкая – 2 или 5, средняя – 3 или 6, тяжелая -4;

2. В таблице представлены данные по серийно выпускаемым подшипникам;

3. Пример условного обозначения шарикового радиального подшипника типа

0000, легкой серии диаметров 2 с $d=25$ мм, $D=52$ мм и $B=15$ мм

Подшипник 205 ГОСТ 8338-75

Таблица М2 – Техническая характеристика шарикоподшипников радиально-упорных однорядных типа 36000 (из ГОСТ 831-75)

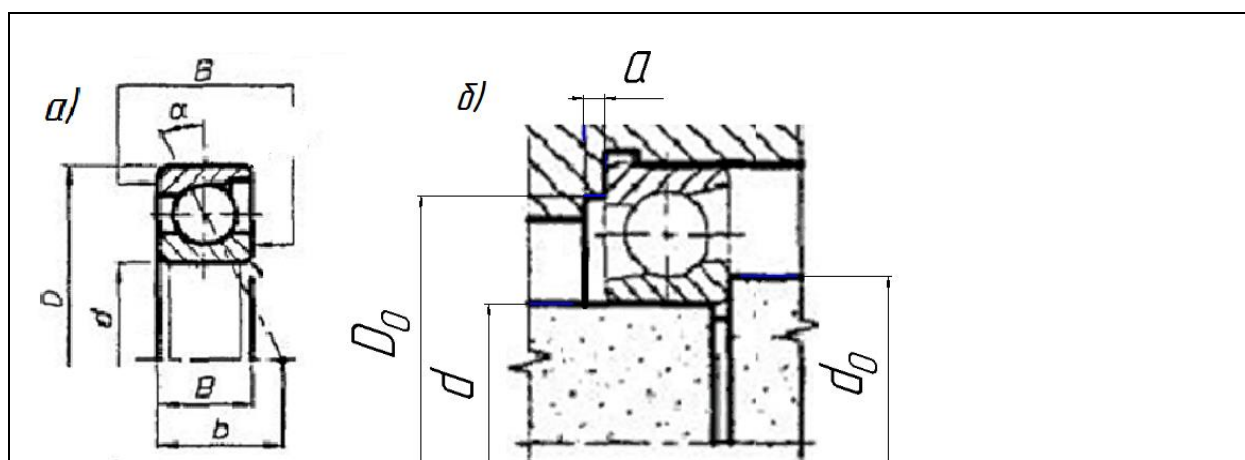


Рисунок 1-Размеры подшипника (а) и упорных буртиков вала и корпуса (б)

Основные размеры подшипников в мм и параметры С и С ₀ в кН								
d	D	B	Обозначения подшипника	C	C ₀	d ₀ max	D ₀ min	α
1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	37	11	36104	10,6	5,32	24	38	2
20	47	14	36204	15,7	8,31	26	42	2
25	47	12	36105	11,8	6,29	29	43	2
25	52	15	36205	16,7	9,10	30	47	2
30	55	13	36106	15,3	8,57	35	50	2
30	62	16	36206	22,0	12,0	37	57	2
35	62	14	36107K	12,9	9,80	39	57	2
35	72	17	36207	30,8	17,8	42	65	2
40	68	15	36108K	13,7	11,0	46	63	2
40	90	23	36308	53,9	32,8	51	80	2
45	85	19	36209	41,2	25,1	53	78	2
50	80	16	36110(K)	19,3	16,6	56	75	2
50	90	20	36210	43,2	27,0	58	83	2
55	90	18	36111K	27,0	23,2	62	84	3
55	100	21	36211K	41,5	34,5	65	91	3
60	110	22	36212	61,5	39,3	71	101	3
65	100	18	36113K	28,0	25,5	73	93	3
70	110	20	36114K	36,0	33,5	78	103	3
70	125	24	36214	80,2	54,8	82	116	3
75	115	20	36115K	37,5	34,5	83	108	3
80	140	26	36216	93,6	65,0	92	130	3

Окончание таблицы М2

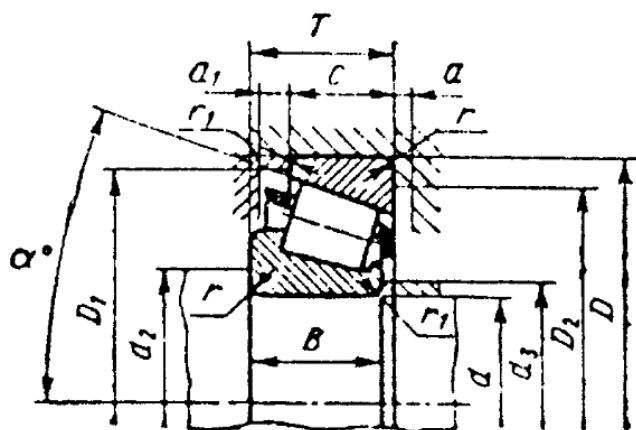
1	2	3	4	5	6	7	8	9
85	130	22	36117К	47,5	46,5	95	122	3
85	150	28	36217	101	70,8	99	140	3

Примечания:

1. Обозначение серий подшипников. Третья цифра справа в обозначении указывает серию подшипника: особо-легкая -1, легкая – 2 или 5, средняя – 3 или 6, тяжелая -4;
2. В таблице представлены данные по серийно выпускаемым подшипникам;
3. Пример условного обозначения шарикового радиально-упорного подшипника типа 36000, легкой серии диаметров 2 с $d=25$ мм, $D=52$ мм и $B=15$ мм

Подшипник 36205 ГОСТ 831-75

М.3 – Техническая характеристика шарикоподшипников радиально- упорных конических однорядных типа 7000 (из ГОСТ 27365-87)



Условное Обозначение подшипни- ков	Размеры,мм									Грузоподъёмность,кН		Коэффициенты	
	d	D	$T_{наиб}$	B	C	$\alpha, ^\circ$	$d_{2наим}$	$D_{2наим}$	$d_{3наим}$	C_r	C_{or}	e	Y
1	2	3	4	5	6	9	10	11	12	15	16	17	18
Особолёгкая серия													
7106	30	55	17,2	16	14	9	36	49	35	23,5	19,9	0,24	2,50
7107	35	62	18,2	17	15	10	42	55	40	25,6	23	0,27	2,21
7108	40	68	19,2	18	16	12	46	62	45	31,9	28,4	0,33	1,84
7109	45	75	20,2	19	16	11	52	68	52	40	34,8	0,30	2,00
7111	55	90	23,3	22	19	13	62	80	62	49,1	45,2	0,33	1,80
7113	65	100	23,3	22	19	14	72	92	72	52,9	51,3	0,38	1,59
7114	70	110	25,3	24	20	11	78	102	78	67,6	65,8	0,29	2,11
7115	75	115	25,3	24	20	2	82	108	82	66	64,7	0,30	2,00
7116	80	125	29,3	27	23	13	88	118	88	88,4	85,5	0,34	1,77
7118	90	140	32,4	30	26	13	100	130	100	111	111	0,34	1,76
7119	95	145	32,4	30	26	13	105	135	105	114	115	0,36	1,69
7120	100	150	32,4	30	26	14	110	140	110	117	120	0,37	1,62
7122	110	170	38,4	36	31	13	120	160	122	161	166	0,35	1,73
7124	120	180	38,4	36	31	14	130	170	132	169	180	0,37	1,62

Продолжение таблицы М.3

1	2	3	4	5	6	9	10	11	12	15	16	17	18
7128	140	210	45,5	42	36	14	150	200	152	226	247	0,37	1,62
7128	140	210	45,5	42	36	14	150	200	152	226	247	0,37	1,62
Лёгкая серия													
7202	15	35	12,0	11	9	17	20	30	19	8,78	6,14	0,451	1,33
7203	17	40	13,5	12	11	12	24	34	22	13,8	9,30	0,31	1,91
7204	20	47	15,5	14	12	14	26	41	25	19,1	13,3	0,36	1,67
7205	25	52	16,5	15	13	14	32	46	30	23,9	17,9	0,36	1,67
7206	30	62	17,5	16	14	14	36	55	36	29,8	22,3	0,36	1,65
7207	35	72	18,5	17	15	14	42	65	42	35,2	26,3	0,37	1,62
7208	40	80	20,0	19	16	14	48	72	48	42,4	32,7	0,38	1,56
7209	45	85	21,0	20	16	15	52	78	52	42,7	33,4	0,41	1,45
7210	50	90	22,0	21	17	14	58	82	58	52,9	40,6	0,37	1,60
7211	55	100	23,0	21	18	15	65	90	65	57,9	46,1	0,41	1,46
7212	60	110	24,0	23	19	13	70	100	70	72,2	58,4	0,35	1,71
7214	70	125	26,5	26	21	14	80	115	80	95,9	82,1	0,37	1,62
7215	75	130	27,5	26	22	15	85	120	85	97,6	84,5	0,39	1,55
7216	80	140	28,5	26	22	16	90	130	92	106	95,2	0,42	1,43
Средняя серия													
7304	20	52	16,5	16	13	11	28	45	26	25	17,7	0,30	2,03
7305	25	62	18,5	17	15	14	32	55	32	29,6	20,9	0,36	1,66
7306	30	72	21,0	19	17	14	37	65	37	40	29,9	0,34	1,78
7307	35	80	23,0	21	18	12	44	70	44	48,1	35,3	0,32	1,88
7308	40	90	25,5	23	20	11	50	80	50	61	46	0,28	2,16
7309	45	100	27,5	26	22	11	55	90	55	76,1	59,3	0,29	2,09
7310	50	110	29,5	29	23	12	60	100	62	96,6	75,9	0,31	1,94
7311	55	120	32,0	29	25	13	65	110	68	102	81,5	0,33	1,80
7312	60	130	34,0	31	27	12	72	118	72	118	96,3	0,30	1,97
7313	65	140	38,5	33	28	12	77	128	80	134	11	0,30	1,97
7314	70	150	38,5	37	30	12	82	138	85	168	137	0,31	1,94
7315	75	160	40,0	37	31	12	87	148	87	178	148	0,33	1,83
7317	85	180	45,0	41	35	12	99	166	99	221	195	0,31	1,91
7318	90	190	47,0	43	36	12	105	175	110	240	201	0,32	1,88
7320	100	215	52,0	47	39	12	115	200	122	290	270	0,32	1,88

Примечания:

1. Обозначение серий подшипников. Третья цифра справа в обозначении указывает серию подшипника: особо-легкая -1, легкая – 2 или 5, средняя – 3 или 6, тяжелая -4;

2. Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник $P = XF_r + YF_a$. В таблице значения Y даны при $\frac{F_a}{F_r} \leq e$; **при этом для всех** $X = 0,4$

подшипников. подшипников. При $\frac{F_a}{F_r} > e$; при этом для всех $X = 0,4$ подшипников.

3. Пример условного обозначения радиально- упорного конического однорядного типа 7000 легкой серии диаметров 2
 $d = 20 \text{ мм}, D = 47 \text{ мм}$ и $B = 15 \text{ мм}$

Подшипник 7204 ГОСТ 27365-87

М 4 - Техническая характеристика подшипников шариковых радиальных сферических двухрядных исполнения 1000 по ГОСТ 28428-90

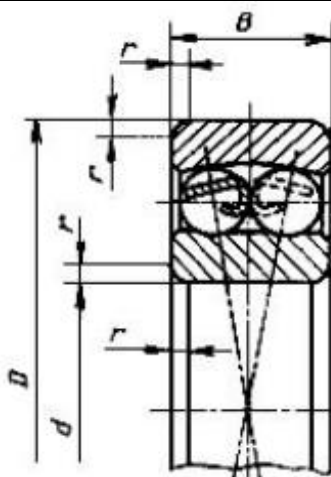


Рисунок 1-Размеры подшипника. Тип 1000 – с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца

Основные размеры в мм и значения динамической C и статической $B=14$ грузоподъемностей в кН;

d	D	B	r	Обозначение подшипника	C, кН	C ₀ , кН	e	Y	
								$F_a / \sqrt{F_2} \leq e$	$F_a / F_r > e$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	47	14	1,5	1204	10,0	3,45	0,27	2,3	3,6
20	52	15	2,0	1304	12,5	4,40	0,28	2,2	3,5
25	52	15	1,5	1205	12,2	4,40	0,27	2,3	3,6
25	62	17	2,0	1305	18,0	6,70	0,28	2,2	3,5
30	62	16	1,5	1206	15,6	6,20	0,24	2,6	4,0
30	72	19	2,0	1306	21,2	8,50	0,25	2,5	3,9
35	72	17	2,0	1207	16,0	6,95	0,23	2,7	4,2
35	80	21	2,5	1307	25,0	10,6	0,24	2,5	4,0
40	80	19,3	8,80	1208	19,3	8,80	0,22	2,8	4,3
40	90	23	2,5	1308	29,0	12,9	0,24	2,6	4,0
45	85	19	2,0	1209	22,0	10,0	0,21	2,9	4,5
45	100	25	2,5	1309	38,0	12,9	0,25	2,5	3,9
50	90	20	2,0	1210	22,8	11,0	0,20	3,2	4,9
50	110	27	3,0	1310	41,5	19,3	0,23	2,7	4,2
55	100	21	2,5	1211	27,0	13,7	0,19	3,3	5,1
55	120	29	3,0	1311	51,0	24,0	0,23	2,7	4,2
60	110	22	2,5	1212	30,0	16,0	0,18	3,5	5,4
60	130	31	3,5	1312	57,0	28,0	0,22	2,8	4,3
65	120	23	2,5	1213	31,0	17,3	0,17	3,6	5,6
65	140	33	3,5	1313	62,0	31,0	0,22	2,8	4,3
70	125	24	2,5	1214	34,5	19,0	0,18	3,5	5,4
70	150	35	3,5	1314	75,0	37,5	0,22	2,8	4,3
75	130	25	2,5	1215	39,0	21,6	0,17	3,6	5,5
75	160	37	3,5	1315	80,0	40,0	0,22	2,8	4,3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
80	140	26	3,0	1216	40,0	23,6	0,16	3,9	6,1
80	170	39	3,5	1316	88,0	45,0	0,21	2,9	4,5
85	150	28	3,0	1217	49,0	28,5	0,16	3,9	6,1
85	180	41	4,0	1317	98,0	51,0	0,37	1,7	2,6
90	160	30	3,0	1218	57,0	39,0	0,16	3,9	6,3
90	190	43	4,0	1318	108	58,5	0,22	2,8	4,3

Примечания:

1. Обозначение серий подшипников. Третья цифра справа в обозначении указывает серию подшипника: особо-легкая -1, легкая - 2 или 5, средняя - 3 или 6, тяжелая -4;

2. Эквивалентная динамическая нагрузка: $P = XF_2 + YF_a$, где F_2 - радиальная нагрузка на подшипниках, F_a - осевая для $F_a / \sqrt{F_2} > e$ значение $X = 1$. Для $F_a / \sqrt{F_2} < e$ значение $X = 0,63$. Коэффициент $V = 1,0$ при вращении внутреннего кольца и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца.

3. Посадка подшипников на вал и в корпус: высота упорных буртиков не менее - $h = 0,05 \cdot (D - d) + (2...3)$ мм; радиус галтели не более 0,8r;

3. Пример условного обозначения шарикового радиального сферического двухрядного подшипника типа 1000, легкой серии диаметров 2 с $d = 20$ мм, $D = 47$ мм и $B = 14$ мм

Подшипник 1204 ГОСТ 28428-90

ПРИЛОЖЕНИЕ Н

(справочное)

Разъемные корпуса типа РШ (по ГОСТ 13218.9–80)

Рисунок Н1 - Разъемные корпуса типа РШ.

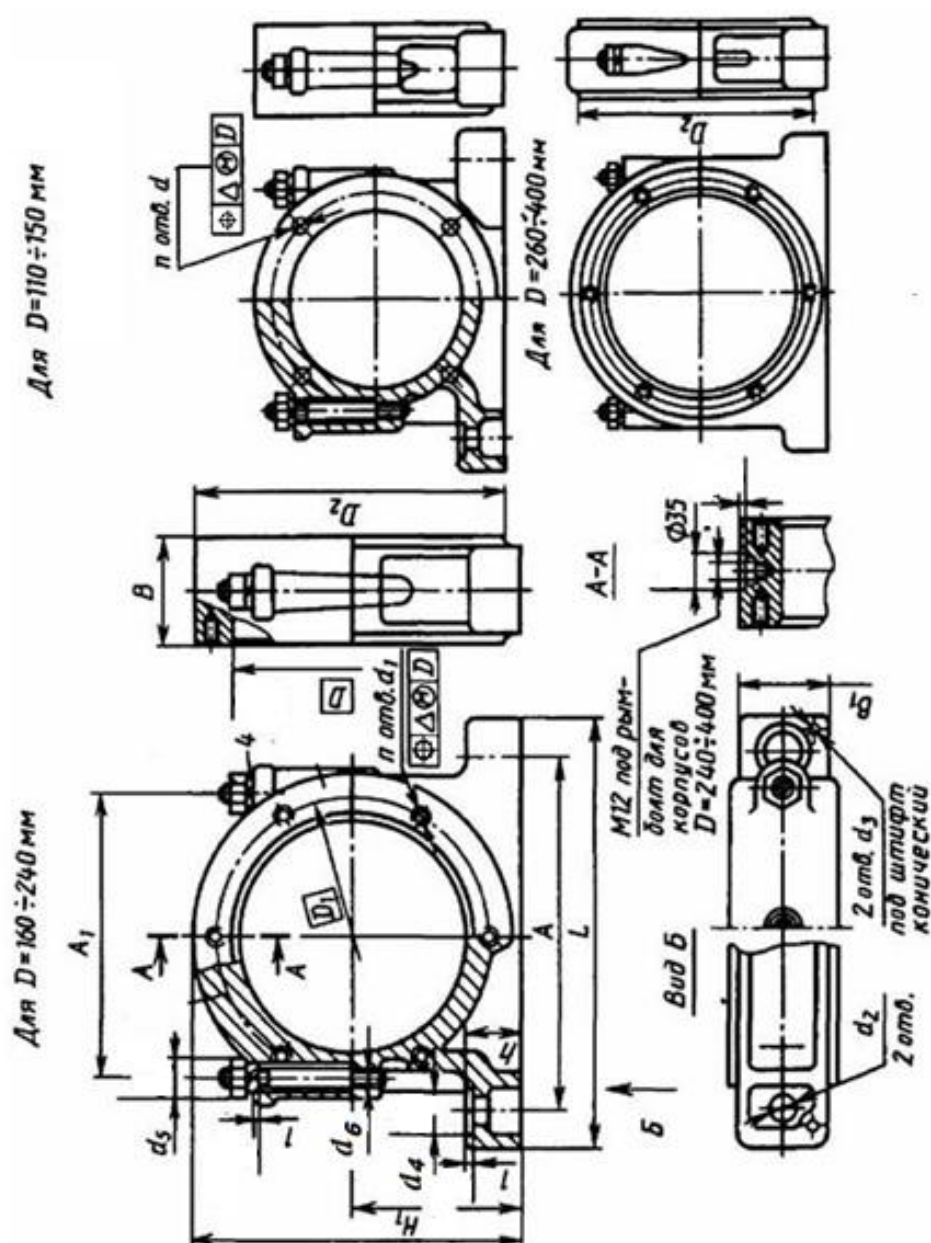


Таблица Н2. Размеры разъемных копусов типа РШ, мм

Обозначение корпуса	D	D ₁	D ₂	d	Δ	d ₁	Δ ₁	n	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	A		A ₁	B	B ₁	L	H	H ₁	h	d ₆	Масса , кг					
													Номин	Пред откл.														
РПШ 110	110	130	155	11	0,12	-	-	4	17	8	32	-	180	±0,2	140	55	45	235	157, 5	80	28	M16	4,28					
	120	145	175	195									150		58	48	245	179, 5	92	30	6,23							
РПШ 130	130	155	185	13					0,12	-	-	4	10					210		160	65			260	190, 5	98	34	8,05
	140	165	195															235		170	68		62	290	199, 5	102	8,85	
РПШ 150	150	180	210		250	185	70						330	215, 0	110	11,4												
РПШ 160	160	190	220		260	200	75							230, 0	120	40	12,6											
РПШ 170	170	200	230	265	210	78	66		335	240, 0	125	13,7																
	РПШ 180	180	210	240	275	220	80	68	350	250, 0	130	14,9																
РПШ 190	190	220	250	230								85	72	260, 0	135	15,6												
РПШ 200	200	230	260	-	-	M14	0,16	12	26				290	±0,4	240	88	75	360	270, 0	140	45	16,5						
РПШ 215	215	250	285										310		250	100	87	390	292, 5	150		24						
РПШ 225	225	260	295						M16				16			45	36	270	105	91		405	307, 5	160	48	26,1		
	РПШ 240	240	280															315	345	290		108	94	415	327, 5	170	50	34,2

Пример условного обозначения корпуса РШ, D = 240 мм: **Корпус РШ 240 ГОСТ 13218.9–80.**

То же, основания: **Основание РШ 24011 ГОСТ 13218.9–80.**

То же, крышки: **Крышка РШ 24012 ГОСТ 13218.9–80.**

Рисунок Н 3 - Крышки корпусов торцовые глухие (по ГОСТ 18511–73)

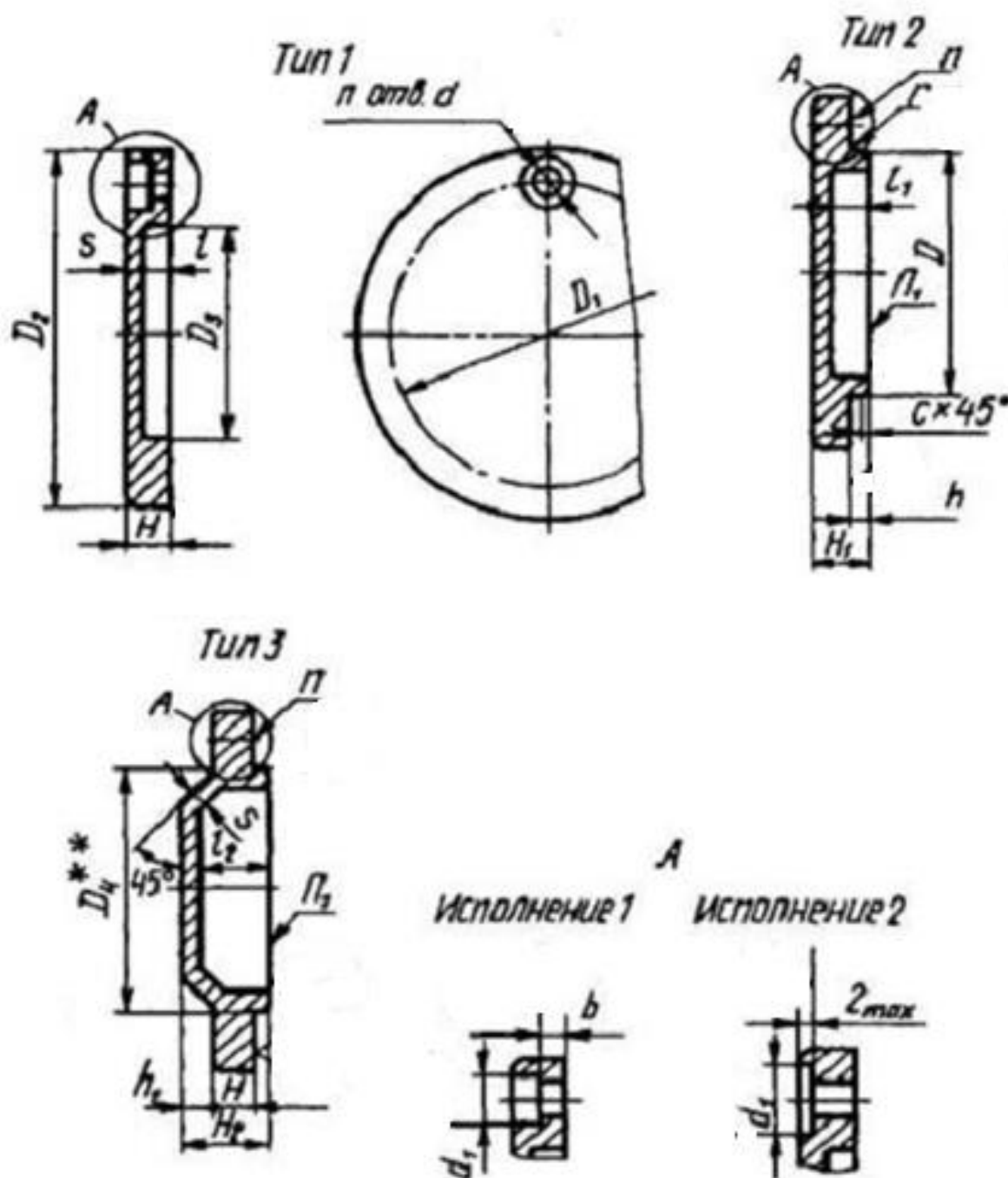


Таблица Н4 - Размеры крышек торцовых глухих ,мм

Размеры, мм (Рисунок НЗ)

$D = D_4^{**}$	D_1	D_2	D_3	d	d_1	d_2	H^*	H_1^*	H_2^*	l	l_1	l_2	h	h_1	b	s	c	r	Масса крышки, кг		
																			Тип 1	Тип 2	Тип 3
40; 42	54	70	34	7					20	5	10	15	5	5			0,6	0,6	0,21	0,22	0,23
44; 45; 47	60	78	38																0,24	0,26	0,27
50; 52	66	82	44	7	12	14	10	15	22	5	10	17	5	7	4		0,1	0,6	0,29	0,31	0,32
55; 58	75	95	48																0,36	0,38	0,40
60; 62	78		52																0,40	0,42	0,45
65; 68	84	105	58																0,57	0,60	0,67
70; 72	90	110	62	9	15	20	12	18	26	6	12	20	6	8	6			0,6	0,63	0,67	0,74
75	90	110	64																0,63	0,67	0,74
80; 85	100	120	72																0,71	0,75	0,83
90; 95	110	130	80																0,84	0,92	1,0
100	120	145	90	11	18	24	15	23	32	8	16	25	8	9	5	7	1,6		1,2	1,3	1,5
105; 110	130	155	95																1,4	1,6	1,7
115; 120	140	165	105																1,6	1,7	1,9
125; 130	150	175	115																1,8	2,0	2,1
135; 140	160	185	125																2,15	2,35	2,55
145	170	195	130																2,3	2,5	2,7

Продолжение таблицы Н4

$D = D_4^{**}$	D_1	D_2	D_3	d	d_1	d_2	H^*	H_1^*	H_2^*	l	l_1	l_2	h	h_1	b	s	c	r	Масса крышки, кг		
																			Тип 1	Тип 2	Тип 3
150; 155	180	210	135																3,2	3,4	3,7
160; 165	190	220	145																3,5	3,7	4,0
170; 175	200	230	155																3,8	4,0	4,4
180	210	240	160	13	20	26	18	28	40	10	20	32	10	12	6	8			4,2	4,5	4,8
190; 200	225	255	175														1,6	0,8	4,6	4,9	5,2
210	235	265	190																4,8	5,2	5,6
215; 220	250	280	200																5,4	5,7	6,1
225; 265	265	300	208																7,8	8,5	8,8
240; 250	280	315	220	17	28	32	23	35	50	13	25	40	12	15	7	10			8,7	9,3	9,8

Примечания:
1.* Размеры для справок.
2.** D4 назначается для D свыше 20 мм; отклонение D по d11. Назначают: n = 3 при D = 13÷37; n = 4 при D = 40÷75; n = 6 при D = 80÷250.
3.Пример обозначения торцевой глухой крышки типа 1, исполнения 2, диаметром D = 65 мм:
Крышка 12-65 ГОСТ 18511-73.

Рисунок Н 5 - Крышки торцовые сквозные с отверстием для манжетного уплотнения (по ГОСТ 18512-73)

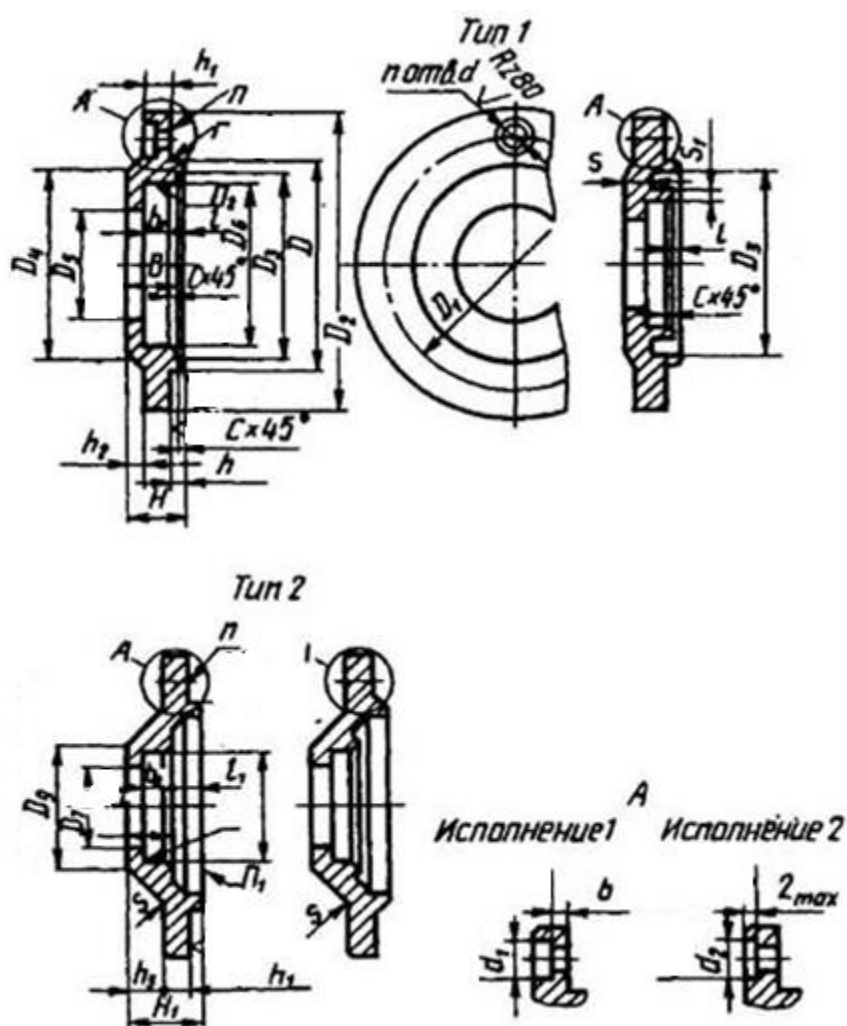


Таблица Н6. Размеры крышек торцовых сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 16 \dots 45$ мм, мм

Размеры, мм (Рисунок Н5)																	
D_{H9}	40		42		47			52			55	60		62			
D_1	54				60			66			75	78		78			
D_2	70				78			82			95	95		95			
D_3	34				38	—		44			48	52	—		52		
D_4	40				47			50			50	60		60			
Диаметр вала или втулки d_e	15	17	12	15	15	17	20	17	20	25	25	25	30	17	20		
$D_5 H12$	16	18	13	16	16	18	21	18	21	26	26	26	31	18	21		
$D_6 H9$	30	32	28	30	30	32	40	32	40	42	42	42	52	32	40		
Диаметр вала или втулки d_e	14		12	16	14	17	17	17	20	20	25	25	—	14	20		
$D_7 H12$	15		13	17	15	18	18	18	21	21	26	26	—	15	21		
$D_8 H9$	28		28	30	28	32	32	32	40	40	42	42	—	28	40		
D_9	36		36	38	36	40	40	40	48	48	48	50	—	36	48		
d	7							7									
d_1	12							12									
d_2	14							14									
H^*	15				15	15	17	15	17	17	17	18	15	17			
H_1^*	22							22	27	27	28	28	22	27			
h	5							5									
h_1^*	10							10									
h_2	—				—		2	—	2	2	2	2	—	2			
h_3	7							7	12	12	13	13	7	12			
l	2							2									
l_1	10							10	12	12	13	13	10	12			
B	13				13	13	15	13	15	15	15	15	13	15			
B_1	12							12	15	15	15	15	12	15			
b	4							4									
b_1	8,0				8,0	8,0	11,0	8,0	11,0	11,0	11,0	11,0	8,0	11,0			
b_2	8,0							8,0	11,0	11,0	11,0	11,0	8,0	11,0			
s	5							5									
s_1	—							—									
c	0,6				1,0			1,0									
r	0,6							0,6									
Масса крышки, кг	Тип 1	0,23			0,27			0,32			0,44			0,44			
	Тип 2	0,25			0,29			0,35			0,47			0,47	0,47		

Размеры, мм (Рисунок Н5)														
1	2				3			4					5	
D_{H9}	62				68			72					75	
D_1	78				84			90					90	
D_2	95				105			110					110	
D_3	52	—	—	58	—	58	62					—	64	—
D_4	60				68			72					72	
Диаметр вала или втулки d_6	25	30	32	30	35	40	20	25	30	35	38	45	35	45
$D_5 H12$	26	31	33	31	36	41	21	26	31	36	39	46	36	46
$D_6 H9$	42	52	52	52	58	60	40	42	51	58	58	65	58	65
Диаметр вала или втулки d_6	25	25	—	30			16	25	30	30	30	30	35	40
$D_7 H12$	26	26	—	31			17	26	31	31	31	31	36	41

Окончание таблицы Н6

1	2	3	4	5								
$D_8 H9$	42	42	—	52	30	42	61	52	52	52	58	60
D_9	50	50	—	62	40	52	61	62	62	62	68	70
d	7			9								
d_1	12			15								
d_2	14			20								
H^*	17	17	17	18								
H_1^*	28	28	—	28	22	28	18	28	28	28	30	31
h	5			6								
h_1^*	10			12								
h_2	2	2	2	—								
h_3	13	13	—	10	4	10	10	10	10	10	12	13
l	2			3								
l_1	13	13	—	13	10	13	13	13	13	13	15	16
B	15	15	—	15								
B_1	15	15	—	15	12	15	15	15	15	15	15	15
b	4											
b_1	11,0	11,0	11,0	11,0	11,0							
b_2	11,0	11,0	—	11	8,0	11,0	11,0	11,0	11,0	11,0	11,0	11,0
s	5			6								
s_1	—											
c	1,0											
r	0,6											
Масса крышки, кг	Тип 1	0,44		0,62	0,68							0,68
	Тип 2	0.47	0.47	0.70	0.76							0.76

Таблица Н7. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 20 \dots 60$ мм

Размеры, мм (Рисунок Н5)															
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$D\ h9$	80							85	90				96		
D_1	100								110						
D_2	120								130						
D_3	72								80			—	80		
D_4	80								92						
Диаметр вала или втулки d_6	25	30	35	40	45	50	35	45	30	40	50	55	40	50	60
$D_5\ H12$	26	31	36	41	46	51	36	46	31	41	51	56	41	51	61,5
$D_6\ H9$	42	52	58	60	65	70	58	65	52	60	70	80	60	70	85
Диаметр вала или втулки d_6	20	20	30	35	45	45	40	25	35	45	50	45	45	50	50
$D_7\ H12$	21	21	31	36	46	46	41	26	36	46	51	46	46	51	51
$D_8\ H9$	40	40	52	58	65	65	60	42	58	65	70	65	65	70	70
D_9	50	50	62	68	75	75	70	52	68	75	80	75	75	80	80
d	9														
d_1	15														
d_2	20														
H^*	18								18	18	18	21	18	18	21
H_1^*	27	27	28	30	33	33	31	28	30	33	34	33	33	34	34

Окончание таблицы Н7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
h	6														
h_1^*	12														
h_2	—								—	—	—	3	—	—	3
h_3	9	9	10	12	15	15	13	10	12	15	16	15	16	16	16
l	3														
l_1	12	12	13	15	18	18	16	13	15	18	19	18	19	19	19
B	15								15	15	15	18	15	15	18
B_1	15														
b	4														
b_1	11,0								11,0	11,0	11,0	13,6	11,0	11,0	13,6
b_2	11,0														
s	6														
s_1	—														
c	1,0														
r	0,6														
Масса крышки, кг	Тип 1	0,79						0,79	0,90				0,90		
	Тип 2	0,80						0,89	1,00				1,00		

Таблица Н8. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 30...75$ мм

Размеры, мм (Рисунок Н5)												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
D_{H9}	100				105			110				
D_1	120				130			130				
D_2	145				155			155				
D_3	90		—		95	—		95			—	
D_4	100				110			110				
Диаметр вала или втулки d_6	35	45	55	65	45	55	70	40	50	60	70	75
$D_5 H12$	36	46	56	66,5	46	56	71,5	41	51	61,5	71,5	76,5
$D_6 H9$	58	65	80	90	65	80	95	60	70	85	95	100
Диаметр вала или втулки d_6	30	40	50	50	50			35	45	50	55	55
$D_7 H12$	31	41	51	51	51			36	46	51	56	56
$D_8 H9$	52	60	70	70	70			58	65	70	80	80
D_9	62	70	80	80	80			68	75	80	90	90
d	11							11				
d_1	18							18				
d_2	24							24				
H^*	23							23				
H_1^*	30	33	36	36	36			32	35	36	39	39
h	8							8				
h_1^*	15							15				
h_2	—							—				
h_3	7	10	13	13	13			9	12	13	16	16
l	3							3				
l_1	13	16	19	19	19			15	18	19	19	19

Окончание таблицы Н8

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
<i>B</i>		20							20				
<i>b</i>		5							5				
<i>b</i> ₁		11,0	11,0	13,0	13,0	11,0	13,6	13,6	11,0	11,0	13,6	13,6	13,6
<i>b</i> ₂		11,0							11,0	11,0	11,0	13,6	13,6
<i>s</i>		7							7				
<i>s</i> ₁		—							6,0				
<i>c</i>		1,6							1,6				
<i>r</i>		0,6							0,6				
Масса крышки, кг	Тип 1	1,40				1,60			1,60				
	Тип 2	1,50				1,80			1,80				
<i>B</i> ₁		17							17	17	17	20	20

Таблица Н9. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром *d* = 40...80 мм

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Размеры, мм (Рисунок Н5)													
<i>D h9</i>	115				120						125		
<i>D</i> ₁	140											150	
<i>D</i> ₂	165											175	
<i>D</i> ₃	—				105				—		—		115
<i>D</i> ₄	120											125	
Диаметр вала или втулки <i>d</i> ₆	50	65	75	80	45	55	65	75	80	85	55	70	
<i>D</i> ₅ Н12	51	66,5	76,5	81,5	46	56	66,5	76,5	81,5	86,5	56	71,5	
<i>D</i> ₆ Н9	70	90	100	105	65	80	90	100	105	110	80	95	
Диаметр вала или втулки <i>d</i> ₆	60	65	65	65	40	50	60	60	60	60	65	70	
<i>D</i> ₇ Н12	61	66	66	66	41	51	61	61	61	61	66	71	
<i>D</i> ₈ Н9	85	90	90	90	60	70	85	85	85	85	90	95	
<i>D</i> ₉	95	100	100	100	70	80	95	95	95	95	100	105	
<i>d</i>	11												
<i>d</i> ₁	18												
<i>d</i> ₂	24												
<i>H</i> *	23												
<i>H</i> ₁ *	41	42	42	42	33	36	41	41	41	41	42	42	
<i>h</i>	8												
<i>h</i> ₁ *	15												
<i>h</i> ₂	—												
<i>h</i> ₃	18	19	19	19	10	13	18	18	18	18	19	19	
<i>l</i>	3												
<i>l</i> ₁	21	22	22	22	16	19	21	21	21	21	22	22	
<i>B</i>	20												
<i>B</i> ₁	20				17	17	20	20	20	20	20		
<i>b</i>	5												
<i>b</i> ₁	11,0	13,6	13,6	13,6	11,0	11,0	13,6	13,6	13,6	13,6	13,6		
<i>b</i> ₂	13,6	13,6	13,6	13,6	11,0	11,0	13,6	13,6	13,6	13,6	13,6		
<i>s</i>	7												

Окончание таблицы Н9

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
s_1		6,0	—			6,0	—						
c		1,6											
r		0,6											
Масса крышки, кг	Тип 1	1,80										2,00	
	Тип 2	2,10										2,40	

Таблица Н10. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 55...100$ мм

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Размеры, мм (Рисунок Н5)											
D_{H9}	125		130					135			
D_1	150							160			
D_2	175							185			
D_3	115							125		—	
D_4	125							135			
Диаметр вала или втулки d_s	80	85	50	60	75	85	85	60	75	90	100
$D_5 H12$	81,5	86,5	51	61,5	76,5	86,5	86,5	61,5	76,5	92	102
$D_6 H9$	105	110	70	85	100	110	110	85	100	120	125
Диаметр вала или втулки d_s	80	80	45	50	55	65	75	65	80	80	80
$D_7 H12$	81	81	46	51	56	66,5	75,6	66,5	81,5	81,5	81,5
$D_8 H9$	105	105	65	70	80	90	100	90	105	105	105
D_9	115	115	75	80	90	100	110	100	115	115	115
d	11							11			
d_1	18							18			
d_2	24							24			
H^*	23							23			
H_1^*	46	46	35	36	39	42	43	42	46	46	46
h	8							8			
h_1^*	15							15			
h_2	—							—			
h_3	23	23	12	13	16	19	20	19	23	23	23
l	3							3			
l_1	26	26	18	19	19	22	23	22	26	26	26
B	20							20			
B_1	20		17	17	20	20	20	70			
b	5							5			
b_1	13,6		11,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,6			
b_2	13,6		11,0	11,0	13,6	13,6	13,6	13,6			
s	7							7			
s_1	—		6,0	—				6,0	—		
c	1,6							1,6			
r	0,6							0,6			
Масса крышки, кг	Тип 1	2,00							2,20		
	Тип 2	2,40							2,60		

Таблица Н11. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 50...105$ мм

Размеры, мм (Рисунок Н5)												
D_{H9}	140							145			150	
D_1	160							170			180	
D_2	185							195			210	
D_3	125						—	130		—	135	
D_4	135							145			150	
Диаметр вала или втулки d_6	55	65	70	80	90	95	100	75	95	105	60	70
$D_5 H12$	56	66,5	71,5	81,5	92	97	102	76,5	97	107	61,5	71,5
$D_6 H9$	80	90	95	105	120	120	126	100	120	130	85	95
Диаметр вала или втулки d_6	50	60	70	80	80	80	80	85	95	95	50	65
$D_7 H12$	51	61,5	71,5	81,5	81,5	81,5	81,5	86,5	97	97	51	66,5
$D_8 H9$	70	85	95	105	105	105	105	110	120	120	70	90
D_9	80	95	105	116	116	116	116	121	131	131	83	103
d	11										13	
d_1	18										20	
d_2	24										26	
H^*	23										28	
H_1^*	36	41	42	46	46	46	46	47	48	48	36	42
h	8										10	
h_1^*	15										18	
h_2	—										—	
h_3	13	18	19	23	23	23	23	24	25	25	8	14
l	3										3	
l_1	19	21	22	26	26	26	26	27	28	28	19	22
B	20										25	
B_1	17	20	20	20	20	20	20	20			17	20
b	20										6	
b_1	13,6										13,6	
b_2	11,0	13,6	13,6	13,6	13,6	13,6	13,6	13,6			11,0	13,6
s	7										8	
s_1	6,0	—									8,0	—
c	1,6										1,6	
r	0,6										0,8	
Масса крышки, кг	Тип 1	2,20						2,50			3,50	
	Тип 2	2,60						2,90			3,70	

Таблица Н12. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 60...115$ мм

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Размеры, мм (Рисунок Н5)												
D_{h9}	150			155			160					
D_1	180					190						
D_2	210					220						
D_3	135		—	135			145					—
D_4	150					160						
Диаметр вала или втулки d_e	85	100	110	70	90	65	75	80	90	105	110	115

Окончание таблицы Н12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$D_5 H12$	86,5	102	112	71,5	92	66,5	76,5	81,5	92	107	112	117
$D_6 H9$	110	125	135	95	120	90	100	105	120	130	135	145
Диаметр вала или втулки d_6	75	90	100	80		60	65	80	85	95	95	95
$D_7 H12$	76,5	92	102	81,5		61,5	66,5	81,5	86,5	97	97	97
$D_8 H9$	100	120	125	105		85	90	105	110	120	120	120
D_9	113	133	138	118		98	100	115	120	130	130	30
d	13					13						
d_1	20					20						
d_2	26					26						
H^*	28					28						
H_1^*	43	47	49	46		41	42	46	47	48	48	48
h	10					10						
h_1^*	18					18						
h_2	—					—						
h_3	15	19	21	18		13	14	18	19	20	20	20
l	3					3						
l_1	23	27	29	26		21	22	26	27	28	28	28
B	25					25						
B_1	20	20	20	20		20						
b	6					6						
b_1	13,6					13,6						
b_2	13,6	13,6	13,6	13,6		13,6						
s	8					8						
s_1	—			8,0	—	8,0		—				
c	1,6					1,6						
r	0,8					0,8						
Масса крышки, кг	Тип 1	3,50					3,90					
	Тип 2	3,70					4,40					

Таблица Н13. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 65...115$ мм

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Размеры, мм (Рисунок Н5)											
$D h9$	170						180				
D_1	200						210				
D_2	230						240				
D_3	155						160				
D_4	170						175				
Диаметр вала или втулки d_s	70	80	95	100	110	115	70	85	100	110	115
$D_5 H12$	71,5	81,5	91	102	112	117	71,5	86,5	102	112	117
$D_6 H9$	95	105	120	125	135	145	95	110	125	135	145
Диаметр вала или втулки d_s	70	85	100	110	110	110	65	75	90	110	115
$D_7 H12$	71,5	86,5	102	112	112	112	66,5	76,5	92	112	117
$D_8 H9$	95	110	125	135	135	135	90	100	120	135	145
D_9	105	120	135	150	150	150	100	110	130	150	160
d	13										
d_1	20										
d_2	26										

Окончание таблицы Н13

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
H^*		28											
H_1^*		42	47	49	50	50	50	42	43	47	50	50	
h		10											
h_1^*		18											
h_2		—											
h_3		14	19	21	22	22	22	14	15	19	22	23	
l		4											
l_1		22	27	29	30	30	30	22	23	27	30	30	
B		25											
B_1		20											
b		6											
b_1		13,6											
b_2		13,6											
s		8											
s_1		8,0		—				8,0		—			
c		1,6											
r		0,8											
Масса крышки, кг	Тип 1	4,10						4,60					
	Тип 2	4,60						5,10					

Таблица Н14. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 65 \dots 125$ мм

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Размеры, мм (Рисунок Н5)												
D_{H9}	190						200			210		
D_1	225						225			235		
D_2	255						255			265		
D_3	175						75			90		
D_4	190						90			210		
Диаметр вала или втулки d_s	75	90	105	110	115	120	80	95	110	85	105	115
$D_5 H12$	76,5	92	107	112	117	122	81,5	97	112	86,5	107	117
$D_6 H9$	100	120	130	135	145	150	105	120	135	10	30	45
Диаметр вала или втулки d_s	65	80	95	115	125	125	70	80	85	75	90	110
$D_7 H12$	66,5	81,5	97	117	127	127	71,5	81,5	86,5	76,5	92	112
$D_8 H9$	90	105	120	145	155	155	95	105	110	100	120	135
D_9	100	115	130	160	170	170	105	115	120	110	130	150
d	13					13						
d_1	20					20						
d_2	26					26						
H^*	28					28						
H_1^*	42	46	48	50	51	51	49	46	47	43	47	50
h	10						10					
h_1^*	18						18					
h_2	—						—					
h_3	14	18	20	22	23	23	14	18	19	15	19	22
l	4					4						
l_1	22	26	28	30	31	31	22	26	27	23	27	30

Окончание таблицы Н14

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
<i>B</i>		25				24							
<i>B</i> ₁		20				20							
<i>b</i>		6				6							
<i>b</i> ₁		13,6				13,6							
<i>b</i> ₂		13,6				13,6							
<i>s</i>		8				8							
<i>s</i> ₁		8,0				—		8,0	—		8,0		
<i>c</i>		1,6				1,6							
<i>r</i>		0,8				0,8							
Масса крышки, кг	Тип 1	5,00				5,00		5,10			5,30		
	Тип 2	5,50				5,50		5,60			5,90		

Таблица Н15. Параметры крышек сквозных под вал или втулку с диаметром $d = 80 \dots 145$ мм

1	2	3	4	5	6	7	8
Размеры, мм (Рисунок Н5)							
<i>D h9</i>	215			225			
<i>D</i> ₁	250			265			
<i>D</i> ₂	280			300			
<i>D</i> ₃	200			208			
<i>D</i> ₄	220			220			
Диаметр вала или втулки <i>d</i> ₆	90	100	115	90	105	110	115
<i>D</i> ₅ H12	92	102	117	92	107	112	117
<i>D</i> ₆ H9	120	25	145	20	130	135	145
Диаметр вала или втулки <i>d</i> ₆	90	110	140	80	95	115	135
<i>D</i> ₇ H12	92	112	142	81,5	97	117	137
<i>D</i> ₈ H9	120	135	170	105	120	145	165
<i>D</i> ₉	130	150	190	115	130	160	180
<i>d</i>	13			17			
<i>d</i> ₁	20			28			
<i>d</i> ₂	26			32			
<i>H</i> [*]	28			35			
<i>H</i> ₁ [*]	47	50	58	46	48	50	56
<i>h</i>	10			12			
<i>h</i> ₁ [*]	18			23			
<i>h</i> ₂	—			—			
<i>h</i> ₃	19	22	30	11	13	15	21
<i>l</i>	4			4			
<i>l</i> ₁	27	30	34	26	28	30	32
<i>B</i>	24			31			
<i>B</i> ₁	20	20	24	20	20	20	24
<i>b</i>	6			7			
<i>b</i> ₁	13,6			13,6			
<i>b</i> ₂	13,6	13,6	17,5	13,6	13,6	13,6	17,5
<i>s</i>	8			10			
<i>s</i> ₁	8,0			10,0			

Окончание таблицы Н15

1	2	3	4	5	6	7	8
c	1,6			1,6			
r	0,8			0,8			
Масса крышки, кг	Тип 1	5,90	8,40	8,40			
	Тип 2	6,60	9,30	9,30			

Примечания:

- * Размеры для справок: $n = 4$ при $D = 40 \dots 75$; $n = 6$ при $D = 80 \dots 225$.
- ГОСТ 18512–73 предусматривает $D = 35$; 37 и свыше 225 до 310 мм.
- Дополнительные рекомендуемые размеры элементов крышек указаны в ГОСТ 18511–73.
- Крышки каждого типа изготавливают двух исполнений: 1 — с креплением винтами; 2 — с креплением болтами.
- Допускается изготовление на крышках отверстий для смазки или установки масленок.
- Технические требования — по ГОСТ 18514–73. Материал крышек: чугун с механическими свойствами не ниже, чем у чугуна марки СЧ15 по ГОСТ 1412–85. Допускается изготовление крышек из стали по ГОСТ 380–94 и 1050–88. Предельные отклонения размеров отливок — по ГОСТ 26645–85. Уклоны формовочные — по ГОСТ 3212–80. Предельные отклонения от параллельности плоскостей П и П₁ — по 7 степени точности ГОСТ 24643–81. Предельные значения торцового биения плоскости П относительно цилиндрических поверхности диаметром D (поле допуска $h9$). Предельные значения радиального биения поверхностей П₂ и П₃ относительно поверхности диаметром D — по 7 степени точности ГОСТ 24643–81. Неуказанные предельные отклонения размеров обработанных поверхностей: $H14$; $h14$; $\pm t_2/2$. Предельные смещения осей отверстий под крепежные детали от номинального расположения должны быть: для $d = 4, 8 \dots 5, 8$ мм — не более 0,2 мм; для остальных размеров d — не более 0,25 мм.
- Внутренние необработанные поверхности крышек должны быть покрыты грунтовкой.
- Пример обозначения торцевой крышки с отверстием для манжетного уплотнения типа 1, исполнения 2, диаметром $D = 68$ мм, с диаметром вала или втулки 35 мм: **Крышка 12-68×35 ГОСТ 18512–73.**

ПРИЛОЖЕНИЕ О

(справочное)

Конструирование зубчатых колес

О 1 – Основные конструктивные размеры цилиндрических зубчатых колес, мм

<i>a</i> <i>б</i> <i>в</i> <i>г</i> <i>д</i> <i>е</i>				
Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		а – круглый прокат, б – ковка	в – ковка, г – штамповка	д – литье, е – составные
Обод	Диаметр	$d_a < 100 \text{ мм}$	$d_a = 100 \dots 500 \text{ мм}$	$d_a > 500 \text{ мм}$
	Толщина	$S = 2,2m + 0,05b_2$		$S = 2,2m + 0,05b_2$; $h = 0,1b_2$; $S_0 \approx 1,2S$; $t = 0,8h$
	Ширина	$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_3$ (см. конструирование валов)		
	Диаметр наружный	$d_{cm} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{сг} \approx 0,3d$		
	Длина	$a - l_{сг} = b_2$ $б - l_{сг} = (1,0 \dots 1,5)d$	$l_{сг} = (1,0 \dots 1,5)d$ $l_{сг} = (1,0 \dots 1,2)d$ – оптимальное значение	
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$	$C = 0,5(S + \delta_{сг}) \geq 0,25b_2$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6$; $\gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10$; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	-	-	$d_o \geq 25 \text{ мм}$ $n_o = 4 \dots 6$
Примечания: 1. При определении длины ступицы $l_{сг}$ числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу — при переходной посадке. 2. На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6 \dots 0,7)m$ с округлением до стандартного значения по таблице 19. 3. Угол фаски α_f на прямозубых колесах $\alpha_f = 45^\circ$; на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей $HV < 350$, $\alpha_f = 45^\circ$, а при $HV > 350$ $\alpha_f = 15^\circ$. 4. Штамповочные уклоны g_j ГОСТ 7505 при применении штамповочных мототов- 7°.				

0 2 - Стандартные размеры фасок, мм

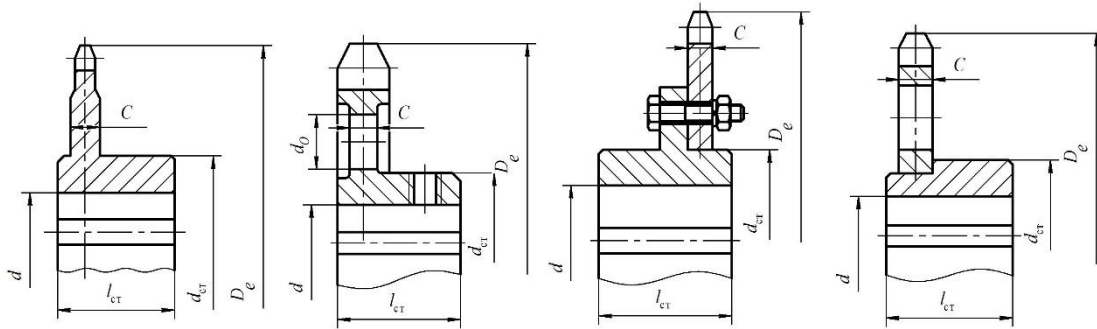
Диаметр ступицы или обода	Св. 20 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 250	Св. 250 до 500
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

ПРИЛОЖЕНИЕ П

(справочное)

Конструирование звездочек цепных передач

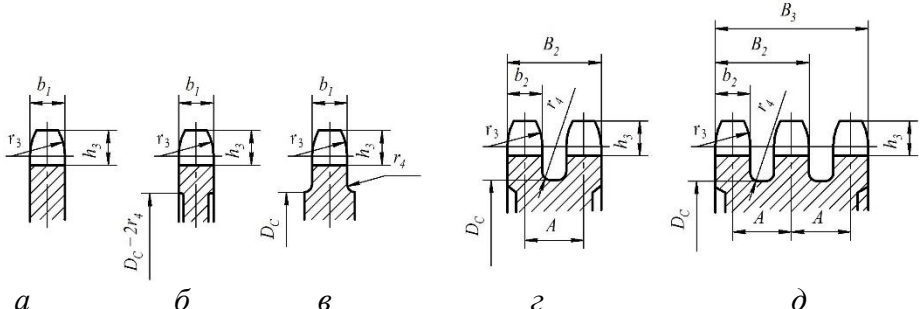
Приложение П1 – Конструкция звездочек



Форму поперечного сечения обода выбирают в зависимости от соотношения толщины диска C и диаметра обода D_e):

- при большой C и $D_e \leq 200$ мм выгодна форма сплошного диска или диска с отверстиями, позволяющая экономить металл (см. рисунок *а, б*);
- возможность заменить только диск при износе зубьев (рисунок *в*) используется при $D_e > 200$ мм;
- при малой C и большом D_e целесообразно изготовление методом сварки (рисунок *г*).

Таблица П.2 – Размеры звездочек , мм

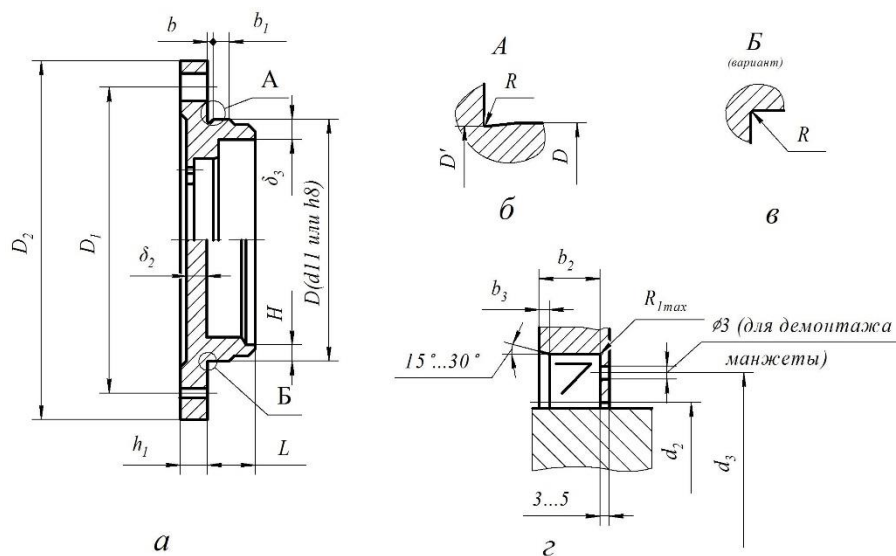
 а б в г д а-в - однорядная звездочка, г - двухрядная звездочка, д - трехрядная звездочка		
Элемент колеса	Параметр	Значение
Обод	Ширина зуба однорядной двухрядной многорядной	$b_1=0,93b-0,15$ мм $b_1=0,90b-0,15$ мм $b_n=0,86b-0,30$ мм
	Ширина венца многорядной звездочки	$B_n=(n-1)A+b_n$
	Радиус закругления зуба	$r_3 = 1,7D_{ц}$
	Расстояние от вершин зуба до линии центров дуг закругления	$h_3=0,80D_{ц}$
	Радиус закругления при шаге: $t \leq 35$ мм $t > 35$ мм	$r_4 = 1,6$ мм $r_4 = 2,5$ мм
	Угол скоса и фаска зуба	$\gamma=20^\circ$, $f=0,2b_1$
Ступица	Диаметр внутренний	$d=d_1$ (см. конструирование валов)
	Диаметр наружный	$d_{cm} = 1,55d$ при соединении шпоночным и с натягом
	Длина	$l_{ст}=(0,8...1,5)d$
Диск	Толщина	$C= b_1$ – рисунок а $C= b_1-2r_4$ – рисунок б $C= b_1+2r_4$ – рисунок в
	Диаметр проточки	$D_c=t \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ/z)-1,3h$
	Отверстия	$d_o \geq 25$ мм $n_o=4...6$
Примечания: 1. При определении длины ступицы $l_{ст}$ числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу - при переходной посадке.		

ПРИЛОЖЕНИЕ Р

(справочное)

Крышки подшипников

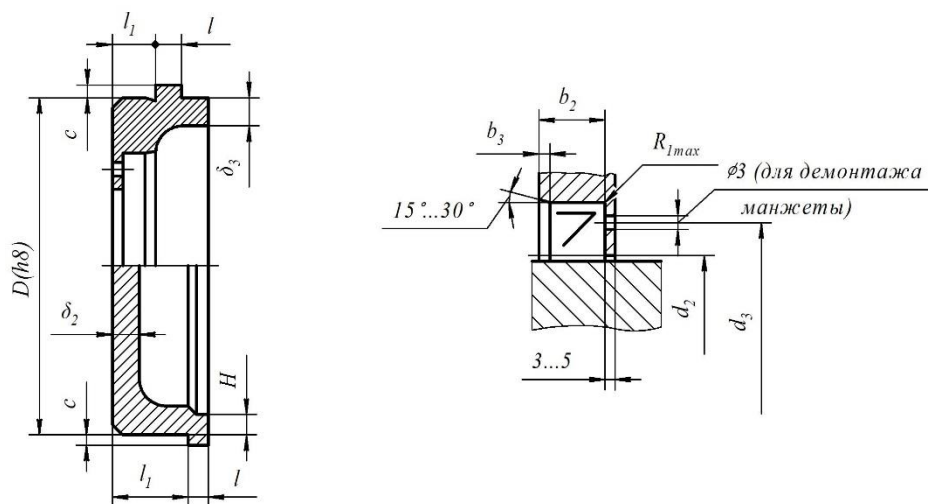
Таблица Р 1 – Размеры накладных крышек , мм



a – размеры крышки с отверстием для манжетного уплотнения (выше плоскости симметрии) и глухих; *б* - размеры подточки; *в* – размеры галтели; *г* – размеры места установки манжет

D	d_5	$d_{\text{отв}}$	z_5	h_1	δ_2	δ_3
От 40 до 62	M6	6,6	4	6	5	6
От 62 до 95	M8	9,0	4	8	6	9
От 95 до 145	M10	11,0	6	10	7	11
От 145 до 220	M12	14,0	6	12	8	13

Таблица Р 2 – Размеры закладных крышек , мм



a – размеры крышки с отверстием для манжетного уплотнения (выше плоскости симметрии) и глухих; *б* – размеры места установки манжет

1.Размеры крышки в мм

$D_{\Pi}=D$	δ_2	δ_3	Размеры кромки
От 40 до 62	5	6	$l = 6 \dots 8$ мм при $D \leq 100$ мм или $l = 8 \dots 10$ мм при $D > 100$ мм, l_1 принимают конструктивно с учетом условия $l_1 \geq l$, $c = 0,5 \cdot l$.
От 62 до 95	6	9	
От 95 до 145	7	11	
От 145 до 220	8	13	

2.Размеры мест установки манжет

b	5,0	7,0	10,0	12,0	15,0	18,0	22,0
b_2	6,5	8,5	12,0	14,5	18,5	22,0	25,5
b_3	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5

$d_3 = d_{\text{вала}} - 3,0$

Примечания

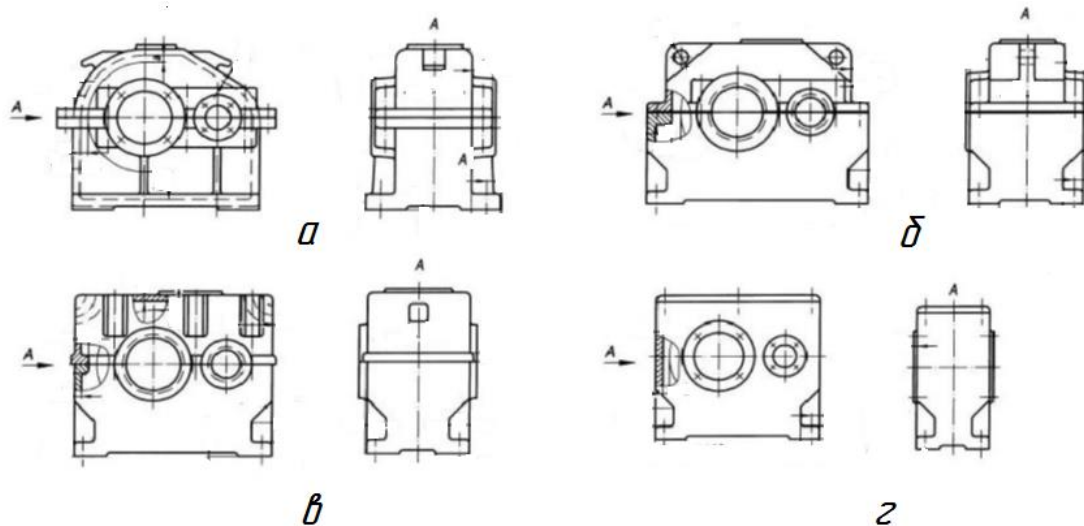
1. Размеры элементов наружной кромки крышек принимают: $l = 6 \dots 8$ мм при $D \leq 100$ мм или $l = 8 \dots 10$ мм при $D > 100$ мм, l_1 принимают конструктивно с учетом условия $l_1 \geq l$, $c = 0,5 \cdot l$.

ПРИЛОЖЕНИЕ С

(справочное)

Конструирование корпуса редуктора

Рисунок С 1 – Конструктивное оформление корпуса редуктора



Конструктивное оформление корпусов редукторов предполагает пять основных типов: **первый тип** (тип 1) – «классический»: имеет наружные бобышки, фланцы, горизонтальную плоскость разъема и болтовое соединение. Достоинством такой конструкции является удобство литья, гладкая внутренняя поверхность для создания хороших условий при разбрызгивании смазки. Стенки корпуса и крышки максимально приближены к передачам, что снижает не только металлоемкость конструкции, но и ее жесткость (рисунок а);

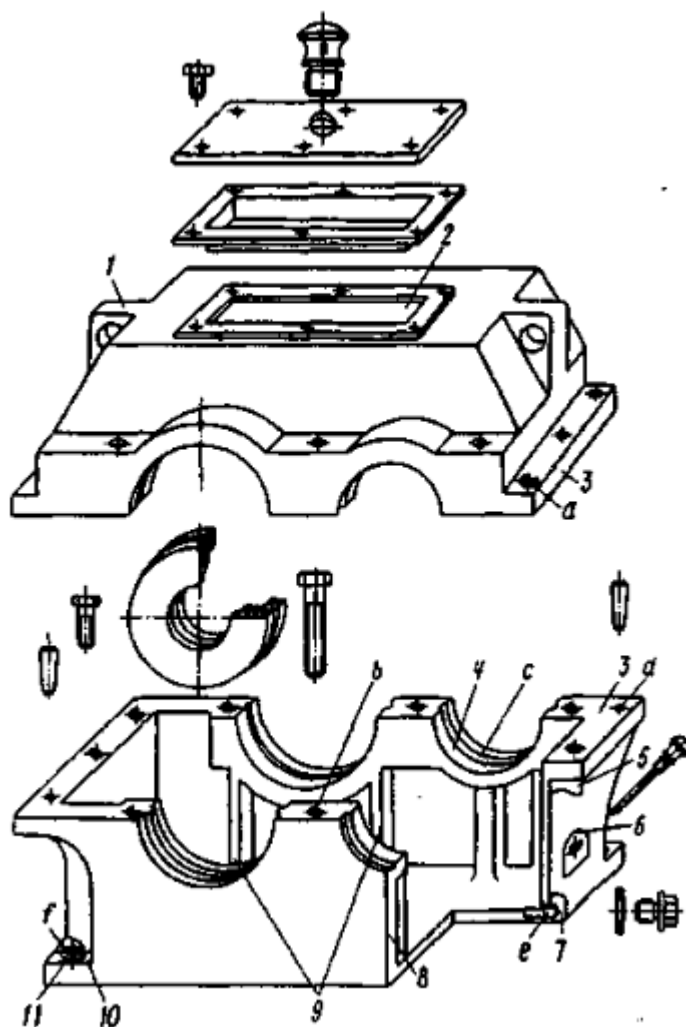
второй тип (тип 2) - винтовое соединение крышки и картера, а также выступающие бобышки. У крышки стенки сближены, а у картера раздвинуты, обеспечивая большую жесткость, при этом он технологически несложен в изготовлении (рисунок б);

третий тип (тип 3) имеет внутренние бобышки, винтовое соединение крышки и картера, гладкие наружные стенки без выступающих конструктивных элементов, фундаментные лапы не выступают за габариты корпуса. Технологически сложен в изготовлении, внутренние ребра и бобышки могут иметь зоны сильного нагрева из-за недостаточной зоны масляного тумана (рисунок в);

четвертый тип (тип 4) – неразъемный, для его сборки используют боковые съемные крышки, являющиеся одновременно опорами вала. Подобный корпус часто применяют для червячных редукторов и мотор-редукторов. Такая конструкция позволяет осуществлять осевую сборку(рисунок г);

пятый тип (тип 5) – является разновидностью корпуса 4 типа. В отличие от него имеет верхнюю съемную крышку. Часто используется для коробок передач, в съемной крышке которых располагается механизм переключения передач. Неразъемный корпус обладает повышенной жесткостью.

Рисунок С2 –Конструкция корпуса редуктора классического типа



1 – основание корпуса (картер); 2 – крышка корпуса; 3 – ребро жесткости; 4 – подшипниковое гнездо; 5 – боковой фланец; 6 – прилив под подшипниковые болты; 7 – отверстия под подшипниковые болты; 8 – штифты; 9 – фундаментный фланец (лапы); 10 – отверстие под фундаментные болты; 11 – бобышка; 12 – люк; 13 – продольный фланец

Таблица С 3 - Диаметры отверстий и размеры опорных поверхностей в виде приливов под болты и гайки в мм (ГОСТ 11284-75, ГОСТ 12876-76)

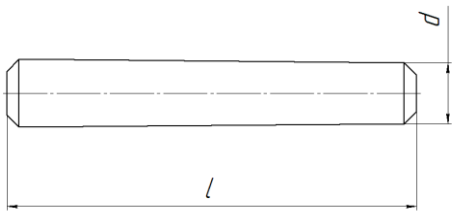
Размер резьбы болта, мм

	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
$d_{отв}$	6,6	9,0	11	14,0	18,0	22	26
D_3	13,5	18	22	26	33	40	48
t	Не более $t_{max} = 1/3 h$, где h – высота головки болта или гайки						

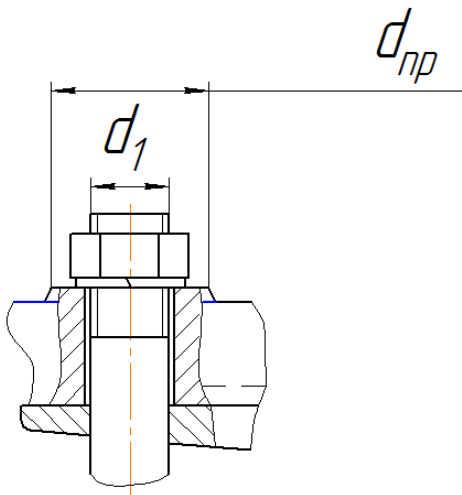
Примечания

1. Для соединений нормальной точности, нормальных головок болтов и нормальных гаек;
2. Рекомендуются к применению болты и гайки с крупным шагом по ГОСТ 8724-2002.

Таблица С 4 - Штифты конические в мм (по ГОСТ 3129-70)

								
d	Длина штифта l							
8	22	24	26	28	32	35	40	45
10	-	-	26	28	32	35	40	45
Примечания 1. Пример условного обозначения штифта диаметром 8 мм и длиной 25, исполнения 1, с покрытием, по ГОСТ 3129-70: <i>. Штифт 8x25Хим. Фос. прм. ГОСТ 3129-70</i>								

С.5 - Диаметры отверстий и размеры опорных поверхностей в виде приливов под болты и гайки в мм (ГОСТ 11284-75, ГОСТ 12876-76)

						
	Размер резьбы болта, мм					
	M8	M10	M12	M14	M20	M24
$d_{отв}$	9,0	11	14,0	18,0	22	26
$d_{пр}$	18	22	26	33	40	48
Примечания 1. Для соединений нормальной точности, нормальных головок болтов и нормальных гаек.						

С.6 - Размеры мест под гаечные ключи по ГОСТ 13682-80,мм

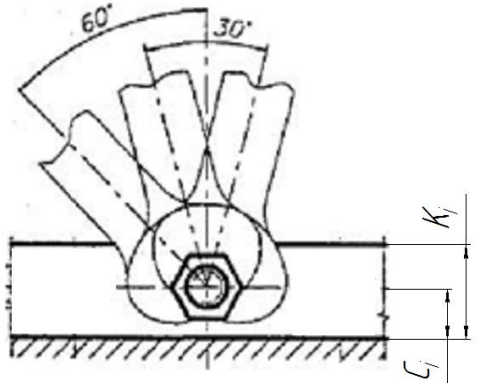
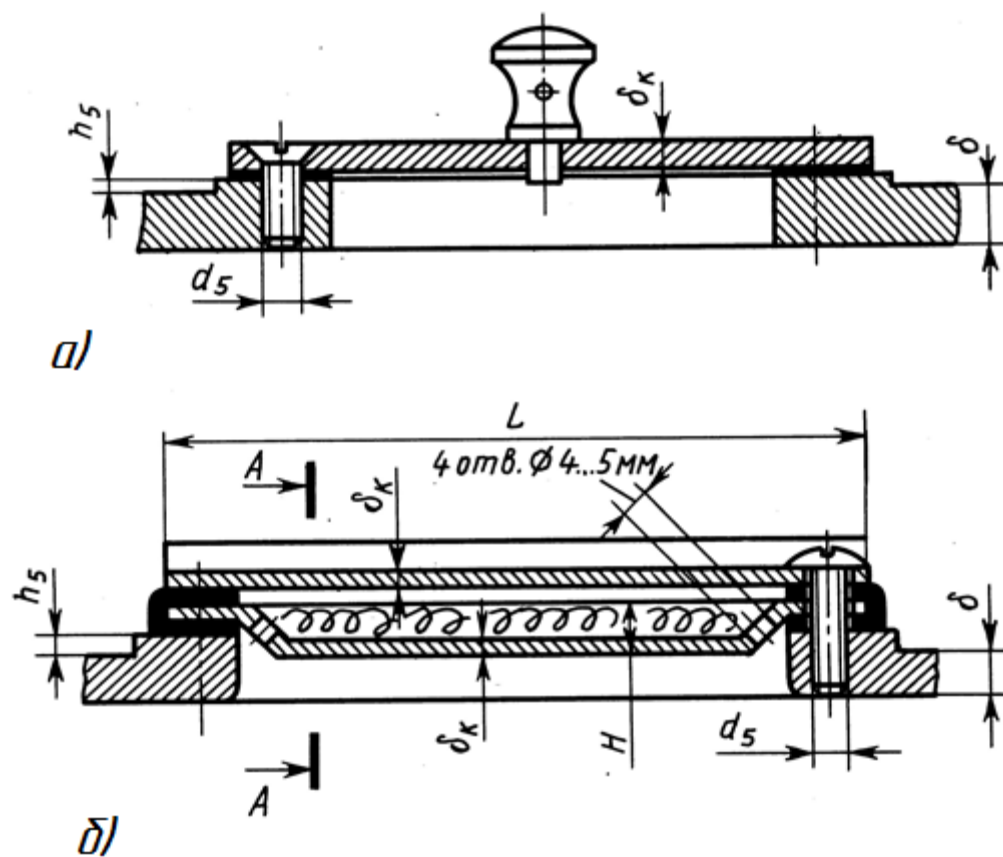
							
	Размер резьбы болта d , мм						
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
K_i , не менее	20	24	28	32	40	48	56
C_i , не менее	11	13	15	17	22	26	30
Примечания 1. Для нормальных головок болтов и нормальных гаек.							

Рисунок С 7- Конструкции крышек смотровых люков редукторов



- а) крышка с ручкой отдушиной;
- б) крышка с фильтром и отдушиной

Таблица С8 - Рекомендуемые размеры крышки смотрового отверстия в мм

A_1	d_1	d_2	A_2	B_1	B_2	a	Z
<100	M6	6,6	-	-	-	12,5	4
100	M6	6,6	150	75	125	12,5	4
150	M6	6,6	200	100	150	12,5	4
200	M8	9,0	260	150	210	15,0	6
<i>Примечания</i> 1. Для соединений нормальной точности, нормальных головок болтов.							

Таблица С 9 - Рекомендуемые размеры ручки отдушины в мм

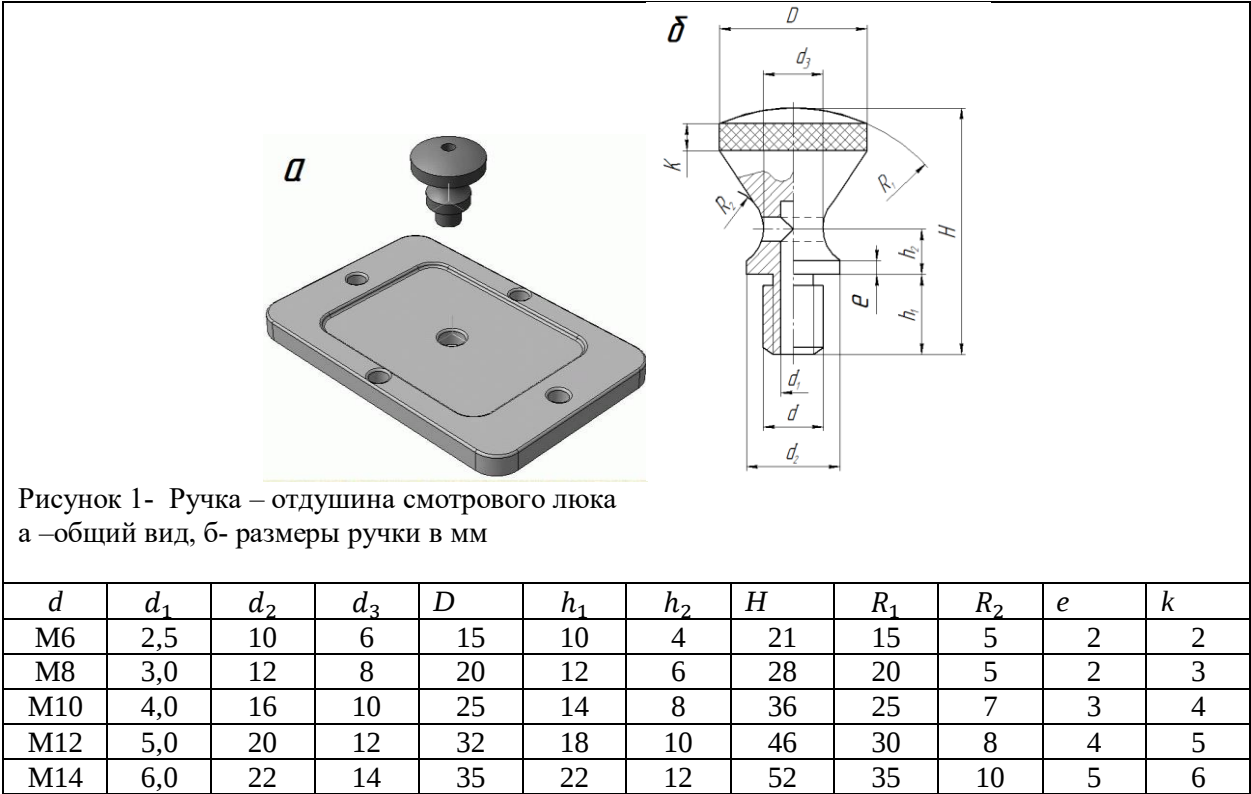
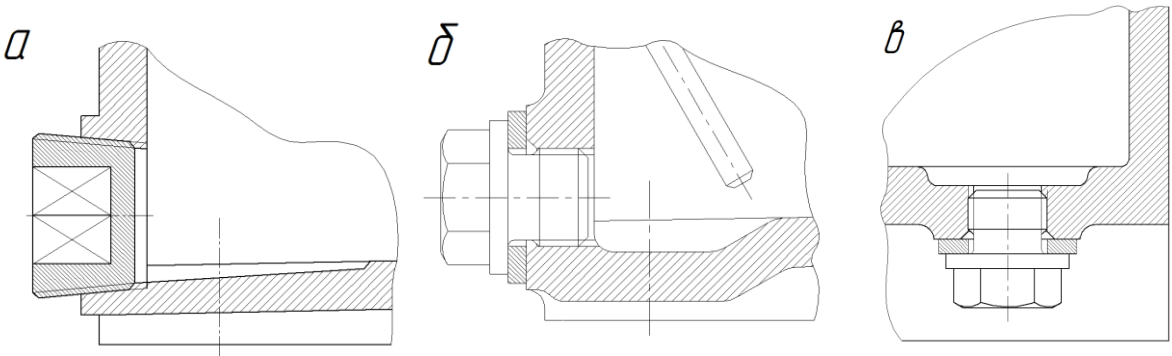


Рисунок С 10 - Варианты исполнения маслосливного отверстия



а,б – в стенке нижней части корпуса; в – на дне корпуса

Таблица С 10 - Размеры пробок к маслоспускным отверстиям, мм

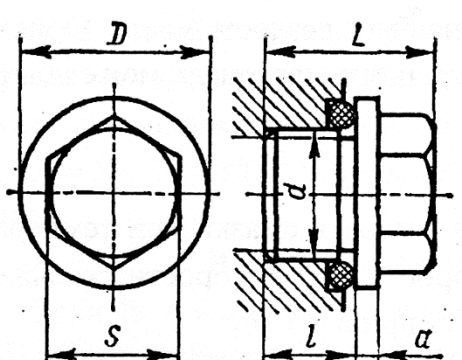
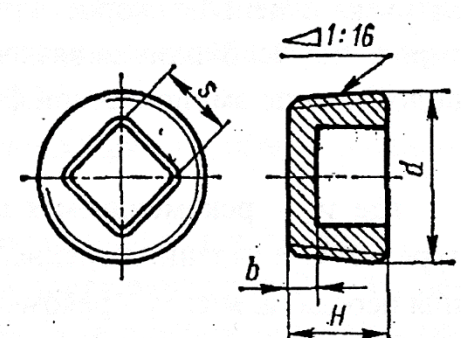
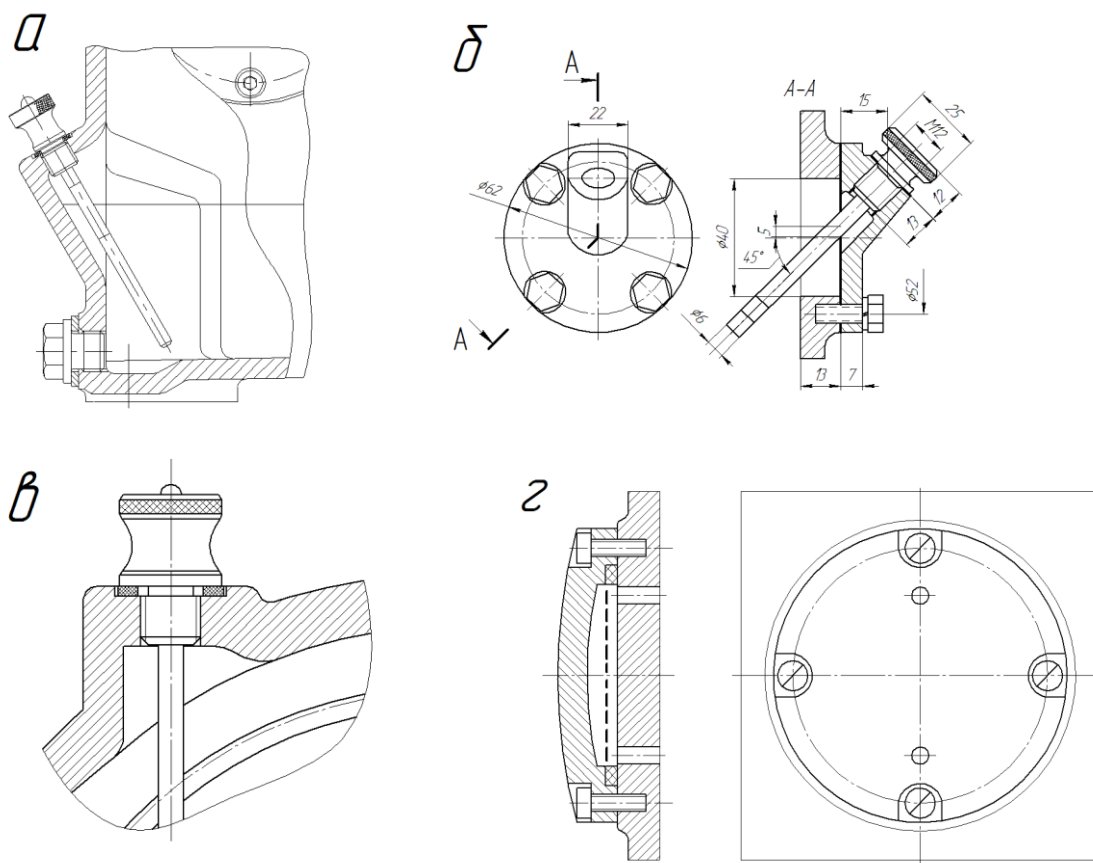
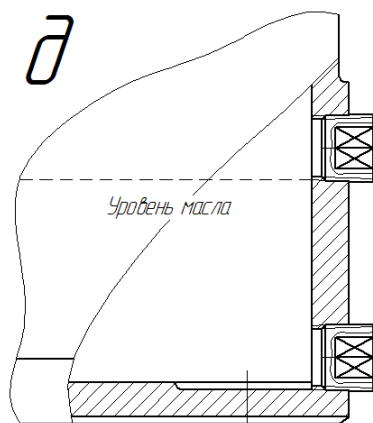
Исполнение I						Исполнение II				
										
Резьба	D	L	l	a	S	Резьба	d	H	B	s
M12×1,25	20	22	12	3	17	1/2"	(20,9)	15	4	8
M16×1,5	25	24	13	3	19	3/4"	(26,6)	16	4,5	12
M20×1,5	30	25		4	22	1"	(33,2)	19	4	14
M24×1,5	34	28		4	27			19		

Рисунок С 11 - Варианты исполнения маслоуказателей





- а) жезловый указатель в корпусе редуктора;
- б) жезловый указатель в собственном корпусе;
- в) жезловый указатель в крышке корпуса редуктора;
- г) пробки контроля уровня масла;
- д) фонарный маслоуказатель

Таблица С 12 - Рекомендуемые размеры жезлового маслоуказателя в мм

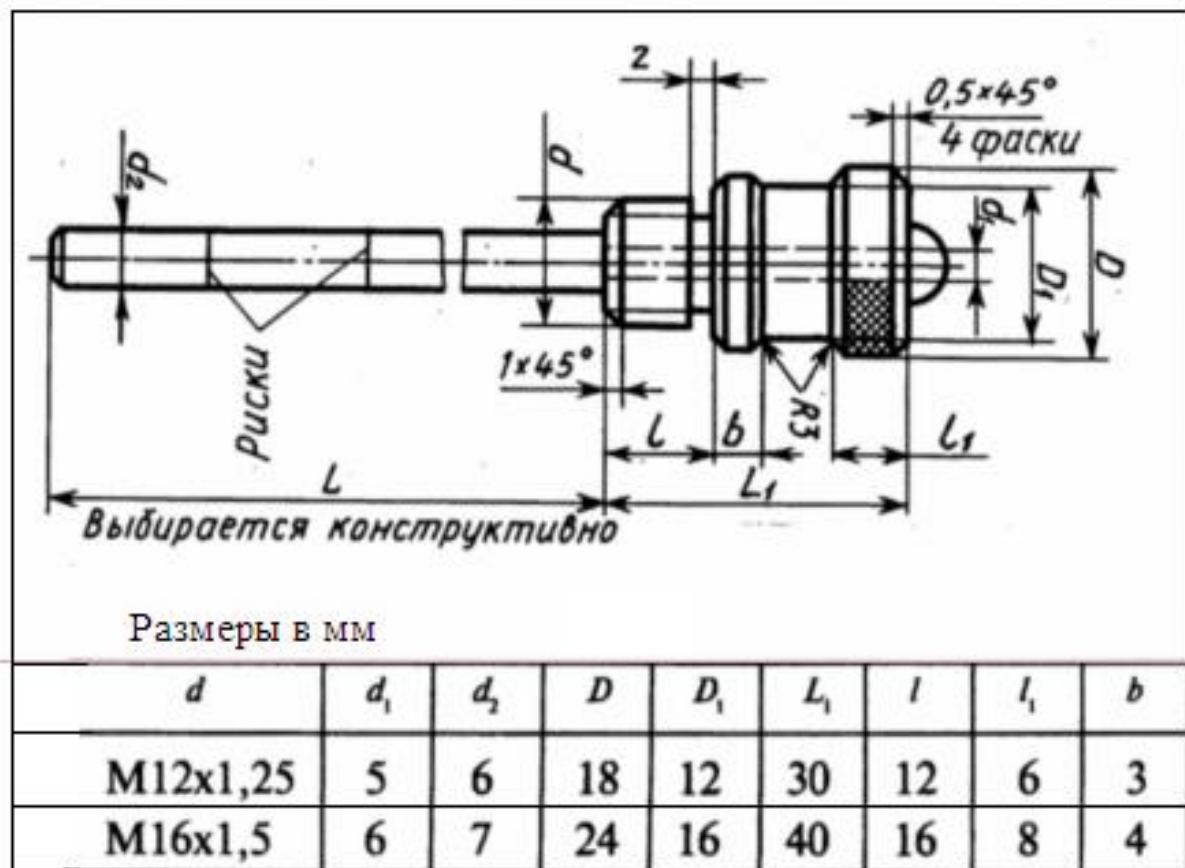


Рисунок С 13- Строповочные элементы редукторов (проушины)

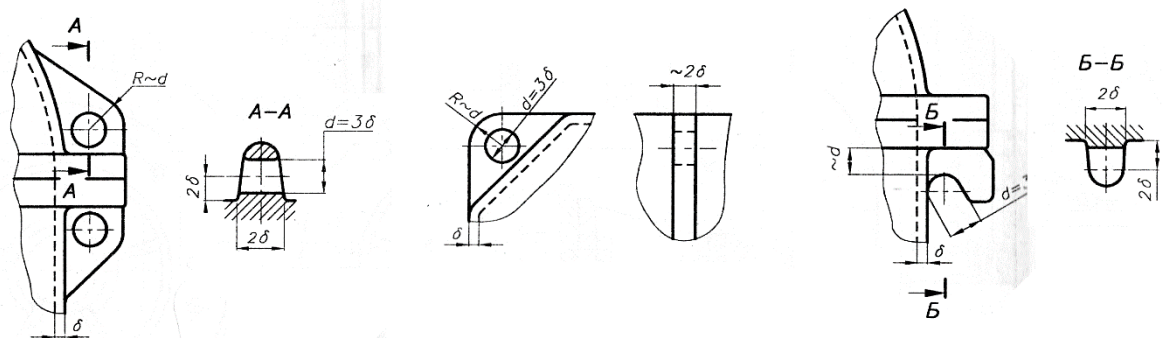


Таблица С.14- Рым- болты по ГОСТ 4751-73

The image contains four technical drawings of a shackle (рым-болт).
 1. Front view: Shows a circular body with a central hole of diameter d_2 and an outer diameter d_1 . The height of the body is h , and the height of the pin is h_1 . The pin has a diameter d and a length L . The distance from the center of the body to the center of the pin is L_1 .
 2. Side view: Shows the shackle from the side with a pin diameter d_3 and a body diameter d_4 . The pin has a width b .
 3. Detail view: Shows a cross-section of the pin with a diameter d_5 and a height h_2 . The pin is shown with a thread and a fillet radius $R_{6.3}$. The distance from the center of the body to the center of the pin is L_2 .
 4. Loading diagram: Shows the shackle under two loads Q_1 and Q_2 at a 45-degree angle to the vertical axis.

Рым-болты и их посадочные места

Q , кг - грузоподъемность на 1 рым-болт

Размеры рым-болтов, мм

d	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36
d_1	36	45	54	63	72	90	108	126
d_2	20	25	30	35	40	50	60	70
d_3	8	10	12	14	16	20	24	28
d_4	20	25	30	36	40	50	63	75
h	12	16	18	20	24	29	37	43
h_1	6	8	10	12	14	16	18	22
b	10	12	14	16	19	24	28	32
L	18	21	25	32	38	45	55	63
L_1	12	15	19	25	29	35	44	51
d_5	13	15	17	22	28	32	38	45
h_2	5	6	6	7	9	10	11	12
L_2 $_{min}$	19	22	26	33	39	47	57	65
Q_1	120	200	300	550	850	1250	2000	3000
Q_2	80	125	175	250	325	500	700	1000

Примечания:

Пример условного обозначения рым-болта с резьбой M12

Рым-болт M12 ГОСТ 4751-73

ПРИЛОЖЕНИЕ Т

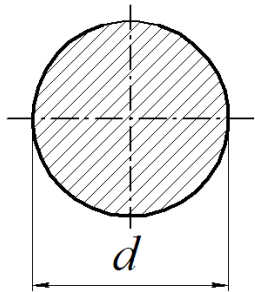
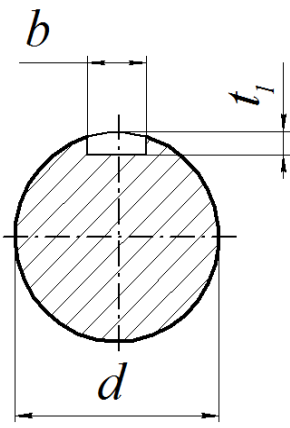
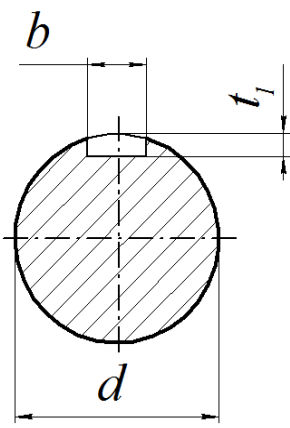
(справочное)

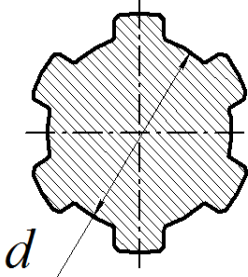
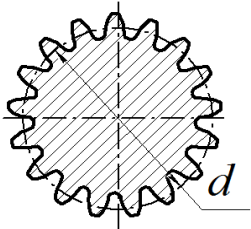
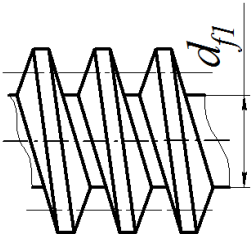
ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Т.1 – Механические характеристики материалов валов и осей [1]

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твёрдость НВ	σ_B , МПа	σ_T , МПа	τ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
20	≤ 60	≥ 145	392	235	118	167	98
35	≤ 100	≥ 187	510	304	167	255	128
45	≤ 100	190...240	638	343	206	294	177
45	≤ 60	240...270	785	540	324	383	226
45	≤ 40	270...300	883	638	383	432	255
40X	≤ 300	200...220	763	490	294	353	216
40X	≤ 100	240...270	785	589	353	392	235
40X	≤ 60	270...300	883	736	441	451	275
40XH	≤ 300	240...270	785	569	343	392	235
40XH	≤ 100	270...300	903	736	441	461	275
40XH	≤ 60	300...320	981	785	471	490	294
40XГР	≤ 70	270...300	932	834	540	490	324
45ХЦ	≤ 80	≥ 300	834	608	392	412	265
20X	≤ 60	≥ 197	638	392	235	304	167
12XH3A	≤ 60	≥ 260	932	687	481	451	226
12X2H4A	≤ 150	≥ 300	1079	834	589	530	265
12X2H4A	≤ 60	≥ 360	1226	1050	736	618	314
18ХГТ	≤ 30	≥ 330	1128	932	647	559	304
18ХГТ	≤ 150	240...270	873	697	481	441	226
30ХГТ	≤ 120	270...300	922	736	510	461	253
30ХГТ	≤ 60	≥ 300	981	785	549	490	245
25X2ГНТ	≤ 180	≥ 3210	1079	863	608	530	245
25X2ГНТ	≤ 10	≥ 340	1226	981	687	598	304
25X2ГНТ	≤ 60	≥ 360	1472	1226	853	826	373

Т.2 – Моменты сопротивления сечений валов

Форма сечения вала в опасном сечении	При изгибе $W_{\text{и}}$, при кручении $W_{\text{к}}$, мм ³
1	2
Круг 	$W_{\text{и}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32},$ $W_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$
Круг с одной шпоночной канавкой 	$W_{\text{и}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}.$ $W_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}.$
Круг с двумя шпоночными канавками 	$W_{\text{и}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{d}.$ $W_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{d}.$

Прямобоочные шлицы 	$W_{\text{и}} = \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{32},$ $W_{\text{к}} = \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{16},$ $\varepsilon = 1,25$ – лёгкая серия; $\varepsilon = 1,205$ – средняя серия; $\varepsilon = 1,265$ – тяжёлая серия.
Шлицы эвольвентные и валы-шестерни 	$W_{\text{и}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}.$ $W_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}.$
Нарезка витка червяка 	$W_{\text{и}} = \frac{\pi \cdot d_f^3}{32}.$ $W_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d_f^3}{16}.$

Т.3 – Эффективные коэффициенты концентрации $K_{\sigma}(K_{\tau})$ для валов в месте расположения шпоночного паза[2]

Предел прочности материала вала $\sigma_{\text{в}}$, МПа	K_{σ}		K_{τ}
	Паз выполнен пальцевой фрезой	Паз выполнен дисковой фрезой	
500	1,60	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	2,40

Т.4 – Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла [8]

Материал	ψ_{σ}	ψ_{τ}
Углеродистая сталь $\sigma_B=320\dots350$ МПа	0,005	0
Углеродистая сталь $\sigma_B = 500 \dots 750$ МПа	0,1-0,15	0,05
Углеродистая и легированная сталь σ_B $\sigma_B = 700 \dots 1050$ МПа	0,15-0,20	0,05-0,10
Легированная сталь $\sigma_B = 1050\dots1450$ МПа	0,25-0,30	0,10-0,15

Т.5 Значения масштабного фактора $\varepsilon_{\sigma} \approx \varepsilon_{\tau}$ в зависимости от диаметра вала [8]

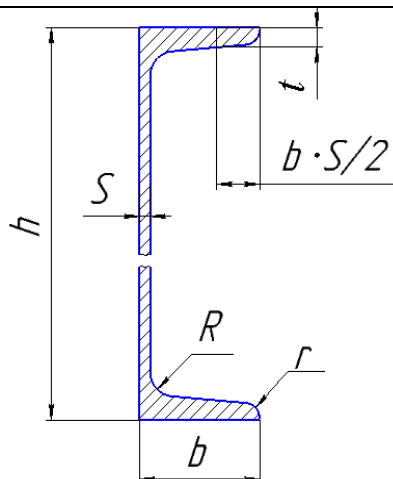
Материал	$d, \text{мм}$							
	10	20	30	40	50	70	100	120
Углеродистая сталь $\sigma_B=(400\dots500)$ МПа	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,72	0,68	0,61
Углеродистая и легированная сталь $\sigma_B=(500\dots800)$ МПа	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59
Легированная сталь $\sigma_B=(500\dots1200)$ МПа	0,94	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,62	0,57
Легированная сталь $\sigma_B=(1200\dots1400)$ МПа								

ПРИЛОЖЕНИЕ У

(справочное)

Проектирование рамы привода

У.1 – Размеры поперечного сечения швеллеров с уклоном внутренних полок серии У в мм (из ГОСТ 8240-97)



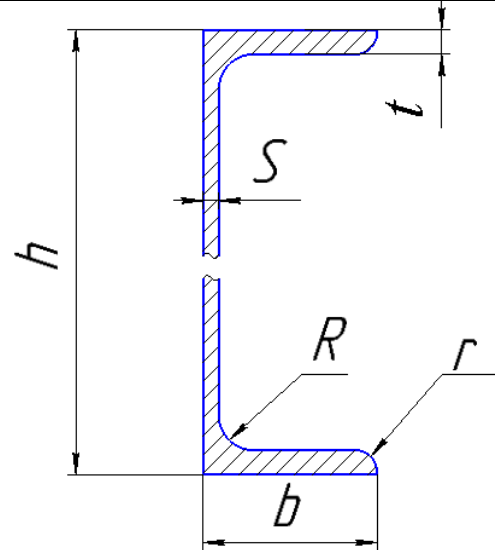
Номер швеллера серии У	h	b	s	t	R	r	Масса 1 м, кг
	мм						
5У	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	4,84
6,5У	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	5,90
8У	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	7,05
10У	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	8,59
12У	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	10,40
14У	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	12,30
16У	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	14,20
16аУ	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	15,30
18У	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	16,30
18аУ	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	17,40
20У	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	18,40
22У	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	21,00

Примечания:

1.Пример условного обозначения швеллера №18аУ с высотой профиля 160 мм, шириной полки 68 мм, типоразмера 16 аУ (серии У-с уклоном внутренних граней полок),по ГОСТ 8240-97

Швеллер №16аУ ГОСТ 8240-97

У.2 – Размеры поперечного сечения швеллеров с параллельными гранями полок серии П в мм (из ГОСТ 8240-97)

							
Номер швеллера серии У	h	b	s	t	R	r	Масса 1 м, кг
	мм						
5П	50	32	4,4	7,0	6,0	3,5	4,84
6,5П	65	36	4,4	7,2	6,0	3,5	5,90
8П	80	40	4,5	7,4	6,5	3,5	7,05
10П	100	46	4,5	7,6	7,0	4,0	8,59
12П	120	52	4,8	7,8	7,5	4,5	10,40
14П	140	58	4,9	8,1	8,0	4,5	12,30
16П	160	64	5,0	8,4	8,5	5,0	14,20
16аП	160	68	5,0	9,0	8,5	5,0	15,30
18П	180	70	5,1	8,7	9,0	5,0	16,30
18аП	180	74	5,1	9,3	9,0	5,0	17,40
20П	200	76	5,2	9,0	9,5	5,5	18,40
22П	220	82	5,4	9,5	10,0	6,0	21,00
Примечания: 1.Пример условного обозначения швеллера №18П с высотой профиля 160 мм, шириной полки 68 мм, типоразмера 16 П (серии П-с параллельными гранями внутренних полок),по ГОСТ 8240-97 <i>Швеллер №16 П ГОСТ 8240-97</i>							

У.3 – Размеры косых шайб мм (из ГОСТ 10906-78)

Диаметр резьбы болта	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27
d	6,6	9,0	11,0	13,0	15,0	17,0	19,0	22,0	24,0	26,0	30,0
B	16		20	30			40			50	
s	5,8		6,2	7,3			8,4			9,5	

Примечания:

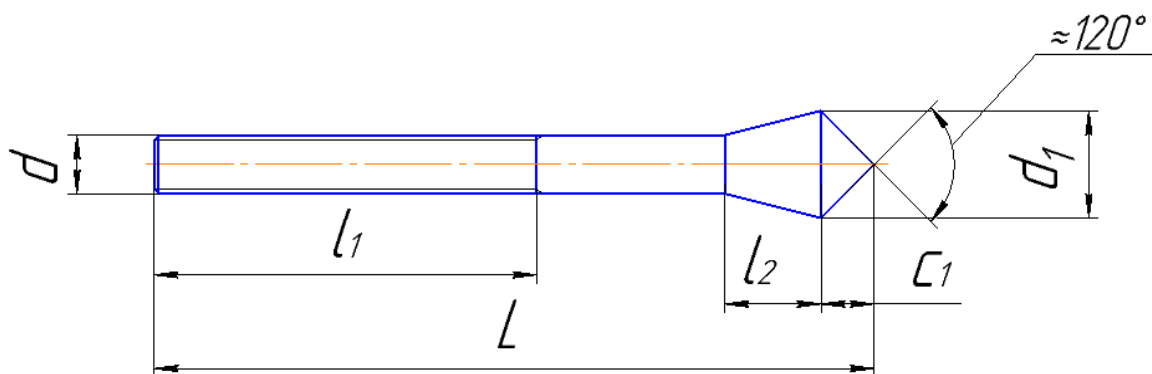
1.Пример условного обозначения косой шайбы для крепежной детали с диаметром резьбы 12 мм из стали марки Ст 3, с цинковым хромированным покрытием толщиной 6 мкм, по ГОСТ 10906-78:

Шайба 12.02.Ст.3.016 ГОСТ 10906-78

У.4 – Выбор фундаментных болтов

Длина рамы L_{PM} в мм	до 700	свыше 700 до 1000
Диаметр болтов d в мм	16	18 ...20
Минимальное число болтов	4	6
Примечания: 1.Фундаментные болты применяются согласно требований СНиП 2.09.03-85		

У.4 – Размеры фундаментных шпилек типа 6 исполнения 3 в мм (из ГОСТ 24379.1-2012)



Номинальный диаметр резьбы d	Шаг резьбы	d_1	l_1	l_2	c_1
M12	1,75	20	80	20	6
M16	2	26	90	28	9
M20	2,5	32	100	34	9
M24	3	39	110	41	11
M30	3,5	48	120	50	14
M36	4	58	130	63	17
M42	4,5	68	140	71	20
M48	5	77	150	82	22

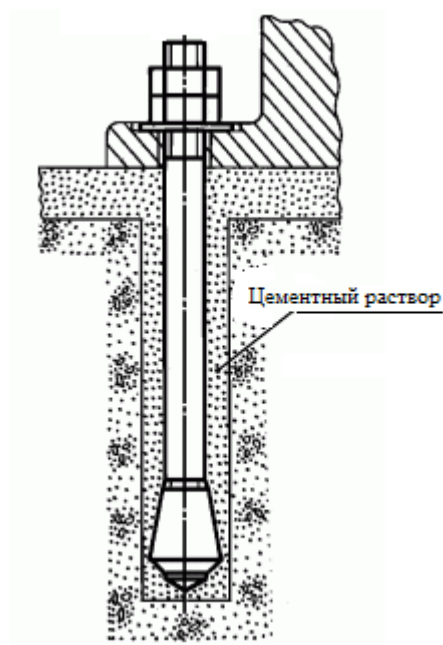
Примечания:

1. Длина шпильки L по ГОСТ 6636-69: 250,300,350,400 мм.

2. Пример условного обозначения фундаментной шпильки типа 6 с диаметром резьбы $d=20$ мм, длиной $L=250$ мм из стали марки ВСт3пс категории 2:

Шпилька 6.М20×250 ВСт3пс2 ГОСТ 24379.1-2012

У.5 – Пример установки фундаментного болта типа 6 в фундамент



1. Болты прямые с коническим концом исполнения 3 устанавливают в просверленные скважины готовых фундаментов.
2. Болты прямые с коническим концом закрепляют цементным раствором при вибропогружении в него шпильки болта.
3. Глубину заделки болтов в бетон, состав и марку бетона фундаментов, состав цементного раствора и марку цемента назначают согласно с нормативным документами, утвержденными в установленном порядке (Пособие по проектированию анкерных болтов для крепления строительных конструкций и оборудования к СНиП 2.09.03).

ПРИЛОЖЕНИЕ Ф

(справочное)

СМАЗКА РЕДУКТОРА

Ф.1 – Рекомендации по применению масел в редукторах

Марка масла	Номинальная кинематическая вязкость, мм²/с при температуре, °C		Темпера тура, °C	Условия применения						
				Контактное напряжение: от 2 до 600 МПа;	До 1	0,5...2,5	2... 4	3,5...6	5...10	8...15
	50	100								
Зубчатые передачи										
ИРП-40	35...45	8...10	-10...+50	1			-	-	+	+
				2	-	-	-	-	+	+
ИРП-75	72...80	11...13	-10...+50	1	-	-	-	-	+	+
				2	-	-	-	-	+	+
ИРП-150	140...160	18...20	-10...+50	1	-	-	-	+	+	-
				2	-	+	+	+	+	-
ИТП-200	220...240	-	-10...+50	1	-	+	+	+	-	-
				2	+	+	+	+	-	-
ИТП-300	304...357	35...45	-7...+50	1	+	+	+	-	-	-
				2	+	+	-	-	-	-
И-40А	40	-	- 15...+45	1	+	+	-	-	+	+
И-50А	50	7	- 20...+45	1	-		-	-	+	+

Ф.2 – Антифрикционные пластичные смазки

Группа	Марка	Интервал рабочих температур, °С	Примечание
Многоцелевые	Литол-24	-40...130	Основной тип
Общего назначения	Солидол: синтетический жировой	-20...65	Постепенно заменяемые смазки,
Общего назначения для повышения температур	1-13 жировая Консталин	-20...110 -20...110	Успешно заменяются смазкой Литол-24

ПРИЛОЖЕНИЕ X

(справочное)

Пример проектирования ременной передачи

X. 1 Методика расчет передач клиновыми ремнями .

В сельскохозяйственном машиностроении широко применяются клиновые ремни.

Клиновое сечение ремня обеспечивает лучшее сцепление его со шкивом, что позволяет по сравнению с плоскоременной передачей уменьшить натяжение ремня и действие сил на валы и опоры, снизить минимальные значения диаметров шкивов и повысить передаточное отношение u .

Основными размерами клиновых ремней (таблица 1) являются расчетная ширина ремня b_p , по которой назначают размеры канавок шкивов, и расчетная длина L_p ремня на уровне нейтральной линии, по которой определяют межосевое расстояние

$$a = 0,25 [(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}], \quad (1)$$

где $w = 0,5 \pi (d_2 + d_1)$, $y = 0,25(d_2 - d_1)^2$;

d_1 и d_2 — расчетные диаметры шкивов.

Выбор сечения ремня и минимальный допустимый диаметр ведущего шкива $d_{\min}$ выбирается в зависимости от вращающего момента на ведущем шкиве T_1 по таблице 2. Уменьшение диаметров по сравнению с указанными в таблице 2 недопустимо, так как это приведет к быстрому выходу ремня из строя.

Значение диаметра ведущего шкива в мм при известном T_1 в Н·м определяется по зависимости

$$d_1 = K_d \sqrt{T_1 \times 10^3}, \quad (2)$$

где $K_d = 3-4$.

Минимальное значение межосевого расстояния принимают не менее

$$a_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2) + h_1, \quad (3)$$

где h_1 — высота профиля клина ремня (таблица 1).

Межосевое расстояние назначает при компоновке привода из условия

Таблица 1 - Клиновые ремни (ГОСТ 1284.1–89, ГОСТ 1284.3–96)

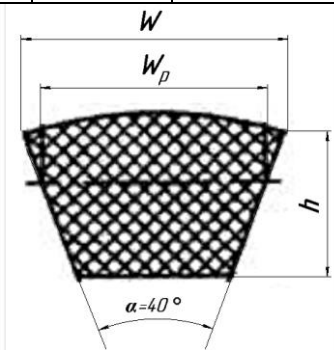
						
Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Площадь сечения A ₁ , мм ²	Расчетная длина L _p мм	Масса 1 м длины q , кг
	W _p	W	h			
Ремни нормального сечения						
O(Z)	8,5	10	6	47	400-3150	0,06
A(A)	11	13	8	81	560- 4500	0,105
B(B)	14	17	11	138	6300 -7100	0,18
B(C)	19	22	14	230	1250 - 10000	0,30
Г(D)	27	32	19	476	2240- 14000	0,62
Д(E)	32	38	23,5	692	4000- 18000	0,92
E (EO)	42	50	30	1170	6300- 18000	1,5
Узкие ремни						
УO(Z)	8,5	10	8	56	630 - 3550	0,07
УA(A)	11	13	10	93	800 - 4500	0,12
УB(B)	14	17	13	159	1250 - 8000	0,20
УB(C)	19	22	18	278	2000 - 8000	0,37
Примечания						
1. В скобках указаны обозначения ремней в международной системе.						
2. L — расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. Стандартный ряд длин L _p 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 18000, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000						
3. Примеры условных обозначений ремней .						
Ремень сечения C(B) с расчетной длиной 2500, IV класса, эксплуатируемый в районах с умеренным климатом						
Ремень C(B)-2500 IV ГОСТ 1284.1-89.						

Таблица 2 - Значения диаметров шкивов для передач клиновыми ремнями

Обозначение сечения ремня	Вращающий момент T_1 , Н·м	d_{min} , мм
Нормального сечения		
O(Z)	< 30	63
A(A)	15–60	90
B(B)	50–150	125
B(C)	120–600	200
Узкие		
УО	< 150	63
УА	90–400	90
УБ	300–2000	140
УВ	>1500	224
<i>Примечания</i> 1. Номинальные расчетные диаметры d_p шкивов согласно ГОСТ 20889-88 принимать из ряда: 63; (67); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; (106); 112; (118); 125; (132); 140; (150); 160; (170); 180; (190); 200; (212); 224; (236); 250; (265); 280; (300); 315; (335); 355; (375); 400; (425); 450; 475; 500; (530); 560; (600); (620); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); (2800); (3000); (3150); (3550); (3750); (4000) мм. Размеры, указанные в скобках, применяются только в технически обоснованных случаях.		

размещения на раме привода проектируемого редуктора и электродвигателя.

Передачи клиновыми ремнями рассчитывают по тяговой способности и долговечности согласно ГОСТ 1284.3-96.

$$\text{Число клиновых ремней } z = P / P_{\text{доп}} \quad (4)$$

где $P_{\text{доп}}$ — допускаемая мощность на один клиновой при заданных условиях работы

$$P_{\text{доп}} = P_o C_\alpha C_L C_z C_p . \quad (5)$$

Значения мощности P_o , передаваемой в стандартных условиях одним ремнем нормального сечения с базовой длиной L_o приведены в таблице 3, узкого сечения — в таблице 4.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива по таблице 5. При известных диаметрах шкивов d_1 и d_2 , межосевом расстоянии a угол обхвата ремнем ведущего шкива определяют из выражения

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a. \quad (6)$$

Коэффициент C_L , учитывающий влияние длины ремня, принимают по таблице 6 в зависимости от отношения расчетной длины L_p ремня к базовой длине ремня L_o , представленной в таблицах 3 и 4.

Коэффициент C_z учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, принимают в зависимости от предполагаемого числа z ремней по таблице 7. Предполагаемое число ремней может быть определено по формуле (4) без учета значения коэффициента C_z .

Коэффициент C_p , учитывающий влияние режима работы и интенсивность использования передачи, принимают по рекомендациям, приведенным в таблице 8.

При известных вращающем моменте T_1 , угловых скоростях ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов клиноременной передачи или передаточном отношении привода u , режиме работы привода расчет передачи выполняют в следующей последовательности.

1. В зависимости от вращающего момента T_1 по таблице 1 выбирают сечение ремня и определяют диаметр малого шкива по эмпирической формуле 2, приняв $K_d = 3-4$ для клиноременной передачи. При этом рекомендуется применять шкивы с диаметром d_1 из стандартного ряда, представленном в таблице 2. Не следует принимать диаметр d_1 меньше диаметра $d_{\min}$, указанного в таблице 2.

2. Определяют диаметр большого шкива из выражения $d_2 = d_1(\omega_1/\omega_2)$ или $d_2 = d_1 u$. Полученное значение округляют до ближайшего по стандартному ряду в таблице 2.

Таблица 3- Номинальная мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем базовой длины в стандартных условиях (ГОСТ 1284.3–96)

Сечение ремня (базовая длина L_0 ,	Диаметр малого шкива, d_1 , мм	Передаточное отношение u	Частота вращения меньшего шкива, мин ⁻¹					
			400	700	950	1450	2000	2800
1	2	3	4	5	6	7	8	9
О(З) (800)	63	1,5 3,0	0,19 0,19	0,29- 0,30	0,38- 0,39	0,53- 0,54	0,67- 0,69	0,86 -0,88
	71	1,5 3,0	0,23 0,23	0,36- 0,37	0,46- 0,48	0,66- 0,68	0,84- 0,87	1,08 -1,11
	80	1,5 3,0	0,27 0,28	0,44- 0,45	0,56- 0,58	0,80- 0,82	1,03- 1,06	1,32- 1,36
	90	1,5 3,0	0,32 0,33	0,52 -0,54	0,67- 0,69	0,96- 0,99	1,23-1,27	1,58- 1,78
	100	1,5 3,0	0,37 0,38	0,60 -0,62	0,78- 0,80	1,11 -1,14	1,43- 1,48	1,83- 1,89
А(А) (1700)	90	1,5 3,0	0,43 0,44	0,67- 0,69	0,85- 0,88	1,18- 1,21	1,48- 1,53	1,82- 1,87
	100	1,5 3,0	0,52 0,53	0,82- 0,84	1,05- 1,08	1,45 -1,50	1,84- 1,89	2,27- 2,34
	112	1,5 3,0	0,62 0,64	0,99- 1,02	1,27- 1,31	1,78- 1,84	2,25- 2,33	2,78 -2,87
	125	1,5 3,0	0,74 0,76	1,18 -1,22	1,52 -1,57	2,13- 2,19	2,69-2,78	3,30 -3,40
	140	1,5 3,0	0,86 0,89	1,39- 1,43	1,79- 1,85	2,51- 2,59	3,17- 3,27	3,85- 3,97
Б(В) (2240)	125	1,5 3,0	0,93 0,96	1,44- 1,48	1,81- 1,86	2,42- 2,50	2,92 -3,01	—
	140	1,5 3,0	1,16 1,20	1,81- 1,87	2,30- 2,37	3,10- 3,21	3,78 -3,90	—
	160	1,5 3,0	1,46 1,51	2,31 -2,38	2,94- 3,03	4,00- 4,13	4,85- 5,01	—

Окончание таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Б(В) (2240)	180	1,5 3,0	1,76 1,81	2,79- 2,88	3,56- 3,67	4,85- 5,01	5,86- 6,05	—
	200	1,5 3,0	2,05 2,11	3,27- 3,37	4,17- 4,30	5,67- 5,85	6,78- 6,99	—
В(С) (3750)	200	1,5 3,0	2,67 2,75	4,08- 4,21	—	—	—	—
	224	1,5	3,31 3,41	5,12- 5,29	—	—	—	—
	250	1,5 3,0	4,00 4,12	6,23- 6,43	—	—	—	—

Таблица 4 - Мощность P , кВт, передаваемая одним узким клиновым ремнем

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с				
		5	10	20	30	40
УО (1600)	63	0,95	1,50	1,85	-	-
	71	1,18	1,95	2,73	-	-
	80	1,38	2,34	3,50	-	-
	90	1,58	2,65	4,20	4,55	-
УА (2500)	90	1,56	2,57	-	-	-
	100	1,89	3,15	-	-	-
	112	2,17	3,72	5,62	-	-
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	-
УБ (3550)	140	2,95	5,00	-	-	-
	160	3,45	5,98	9,10	-	-
	180	3,80	6,70	10,6	11,5	-
	200	4,12	7,3	11,9	13,3	-
УВ (5600)	224	5,45	9,4	14,1	-	-
	250	6,05	10,6	16,6	17,1	-
	280	6,60	11,5	18,7	20,7	-
	315	7,08	12,8	20,9	23,9	22,7

Таблица 5 - Значения коэффициента C_α

Ремень	Угол обхвата α_1						
	180	170	160	150	140	130	120
Клиновой	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Таблица 6 - Значения коэффициента C_L

Ремень	L_p/L_0					
	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
Клиновой нормального сечения	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86
Клиновой узкого сечения	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84

Таблица 7 – Значения коэффициента C_z

Предполагаемое число ремней z_{np}	2–3	4–6	6 и более
Значение коэффициента C_z	0,95	0,9	0,85

Таблица 8 - Значения коэффициента динамичности нагрузки и режима работы C_p

Режим работы, обозначение 1	Типы машин 2	Характер нагрузки	Электродвигатель переменного тока общепромышленного применения			Электродвигатель переменного тока с повышенным пусковым моментом,		
			Число смен работы привода					
			1	2	3	1	2	3
Легкий, Л	Станки токарные, сверлильные, шлифовальные; легкие венти-ляторы; насосы и компрессоры центробежные; ленточные кон-вейеры; сепараторы, легкие грохо-ты; машины для очистки и погрузки зерна и др.	Спокойная. Максимальная кратко-временная нагрузка до 120% от номинальной.	1	1,1	1,4	1,2	1,4	1,6
Средний, С	Станки фрезерные, зубофре-зерные;генераторы; поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки; цепные конвейеры; элеваторы; дисковые пилы для дерева и др.	Умеренные колебания нагрузки. Максимальная кратко-временная нагрузка до 150% от номинальной.	1,1	1,2	1,5	1,3	1,5	1,7
Тяжелый, Т	Станки строгальные, долбежные; насосы и компрессоры поршневые с одним или двумя цилиндрами; вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа; конвейеры винтовые, скребковые; машины для прессования и брикетирования кормов и др	Значительные колеба-ния нагрузки. Максимальная кратко-временная нагрузка до 200% от номинальной.	1,2	1,3	1,6	1,4	1,6	1,9
Очень тяжелый, ВТ	Подъемники; прессы винтовые и эксцентриковые с относительно легким маховиком; ножницы, молоты; мельницы шаровые, жерновые, вальцовые; дробилки; лесопильные рамы и др.	Ударная и резко неравномерная нагрузка. Максимальная крат-ковременная нагрузка до 300% от номи-нальной.	1,3	1,5	1,7	1,5	1,7	2,0
Примечание. При реверсировании и частом пуске коэффициент C_p увеличивается на 0,1.								

3. Уточняют угловую скорость ведомого шкива , приняв коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,01-0,02$.

$$\omega_2 = (d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon)) / d_2. \quad (7)$$

4. Определяют фактическую передаточное отношения

$$u_\phi = \omega_1 / \omega_2. \quad (8)$$

5. Определяют несоответствие фактического передаточного отношения u_ϕ заданному значению u

$$\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} 100\% \leq 4\%. \quad (9)$$

6. Находят скорость движения ремня по формуле

$$v = \omega_1 d_1 / (2 \times 1000). \quad (10)$$

7. Определяют ориентировочное межосевое расстояние a по формуле 1.

Уточняют межосевое расстояние с учетом условия

$$a_{np} \geq a_{\min}, \quad (11)$$

где $a_{\min}$ – определяют из выражения 3

8. Рассчитывают расчетное значение длины ремня

$$L = 2a_{np} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{np}}. \quad (12)$$

Принимают ближайшее большее значение L_p из стандартного ряда (таблица 1).

9. По формуле 1 вычисляют окончательное значение межосевого расстояния a_p .

При разработке компоновки приводной станции уточняют межосевое расстояние с учетом условия собираемости привода (рисунок 1)

$$a_{np} \geq (l_{ред} + l_{дв}) + 10 \dots 15 \text{ мм}. \quad (13)$$

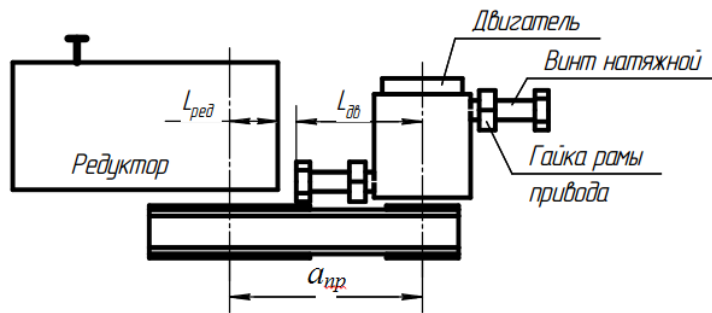


Рисунок 1 – Проверка собираемости привода

10. Определяют угол обхвата α_1 на ведущем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a . \quad (14)$$

Значение угла обхвата должно быть $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

В случае невыполнения предыдущего условия следует увеличить межосевое расстояние передачи.

11. Определяют допускаемую мощность $P_{\text{доп}}$ из выражения 5.

12. Находят требуемое число клиновых ремней по формуле 4 и округляют значение в меньшую сторону до целого числа.

13. Определяют силу предварительного натяжения одного клинового ремня:

$$F_0 = [850 PC_L / (v C_\alpha C_p z)] + q v^2 \quad (15)$$

и силу, действующую на вал

$$F_r = 2F_0 z \sin (\alpha_1/2), \quad (16)$$

где q — масса 1 м длины ремня в кг (таблица 1).

Е. 2 Пример расчета передачи клиновыми ремнями

Рассчитать клиноременную передачу по данным: $T_1 = 69,8$ Н·м , $\omega_1 = 152,8$ с⁻¹, $\omega_2 = 54,2$ с⁻¹, передаточное отношение привода $u = 2,82$, частота вращения малого ведущего шкива $n_1 = 1450$ мин⁻¹, работа односменная, режим работы - легкий.

Решение. 1. По таблице 2 для $T_1 = 69,8$ Н·м выбираем сечение Б и определяем диаметр малого (ведущего) шкива, приняв коэффициент $K_d = 3-4$

$$d_1 = K_d \sqrt{T_1 \times 10^3} = (3-4) \sqrt{69,8 \times 10^3} = 124-165 \text{ мм.}$$

Согласно рекомендациям, приведенным в таблице 3, принимаем $d_1 = 140$ мм.

2. Диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 (\omega_1 / \omega_2) = 140 \times (152,8 / 54,2) = 394,7 \text{ мм.}$$

Принимаем по таблице 2 из стандартного ряда $d_2 = 400$ мм.

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения

$$\omega_2 = (d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon)) / d_2 = (140 \times 152,8 (1 - 0,015)) / 400 = 52,7 \text{ с}^{-1}.$$

4. Фактическое передаточное отношение

$$u_{\phi} = \omega_1 / \omega_2 = 152,8 / 52,7 = 2,90$$

и отклонение от заданного

$$\Delta u = \frac{2,90 - 2,82}{2,82} 100\% = 2,8\%$$

не превышает допускаемого значения $\Delta \leq 4\%$.

5. Скорость ремня

$$v = \omega_1 d_1 / (2 \times 1000) = 152,8 \times 140 / 2000 = 10,7 \text{ м/с.}$$

6. Минимальное значение межосевого расстояния

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 400) + 11 = 308 \text{ мм,}$$

где высота $h = 11$ мм для ремня сечения Б принята по таблице 1.

7. Принимаем межосевое расстояние $a_{\text{пр}} = 308$ мм.

8. Определяем длину ремня

$$L_p = 2a_{\text{пр}} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\text{пр}}} = 2 \times 308 + \frac{3,14}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \times 308} = 1519 \text{ мм}$$

По таблице 1 для ремня сечения Б, диаметре ведущего шкива принимаем для стандартного ремня $L_p = 1600$ мм.

8. Определяем окончательное значение межосевого расстояния:

$$a_p = 0,25 [(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}] = 0,25 [(1600 - 847,8) + \sqrt{(1600 - 847,8)^2 - 8 \times 16900}] = 352 \text{ мм.}$$

где $w = 0,5\pi(d_2 + d_1) = 0,5 \times 3,14(400 + 140) = 847,8$ мм;

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(400 - 140)^2 = 16900 \text{ мм}^2.$$

9. Найдем угол обхвата α_1 на ведущем шкиве

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ(400 - 140)/352 = 138^\circ.$$

Значение угла обхвата $\alpha_1 = 138^\circ > 120^\circ$.

9. Для ремня сечения Б, диаметра ведущего шкива $d_1 = 140$ мм, частоты вращения ведущего шкива $n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}$, передаточного отношения привода $u_\phi = 2,90$ по таблице 3 интерполированием находим значение мощности $P_0 = 3,1$ кВт.

10. Определим значения коэффициентов в выражении 5: $C_\alpha = 0,88$ для угла обхвата $\alpha_1 = 138^\circ$ (таблица 5); $C_L = 0,965$ (таблица 6) для $L_p/L_0 = 1600/2240 = 0,71$; $C_p = 1$ для легкого режима работы в 1 смену (таблица 8); $C_z = 0,9$ по таблице 7 при

$$z = P / (P_0 C_\alpha C_p C_L) = 10,66 / (3,1 \times 0,88 \times 1 \times 0,965) = 4,05.$$

11. Тогда допускаемая мощность на один клиновидный ремень составит

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z = 3,1 \times 0,88 \times 1 \times 0,965 \times 0,9 = 2,37 \text{ кВт}.$$

12. Находим требуемое число клиновых ремней:

$$z = P / P_{\text{доп}} = 10,66 / 2,37 = 4,49 \text{ шт.},$$

где $P_1 = T_1 \omega_1 = 69,8 \times 152,8 = 10\,660 \text{ Вт} = 10,66 \text{ кВт}$.

Принимаем $z = 4$.

13. Определяем силу предварительного натяжения одного ремня

$$F_0 = [850 P C_L / \sqrt{C_\alpha C_p z}] + q v^2 = [850 \times 10,66 \times 0,965 / (10,7 \times 0,88 \times 1 \times 4)] + 0,18 \times 10,7^2 = 252,8 \text{ Н},$$

где $q = 0,18 \text{ кг/м}$ по таблице 1.

Находим силу, действующую на валы

$$F_r = 2 F_0 z \sin(\alpha_1/2) = 2 \times 252,8 \times 4 \sin(138^\circ/2) = 1888,1 \text{ Н}.$$

Е.3 - Конструкция и размеры профиля канавок для шкивов клиновых передач по ГОСТ 20889-88 и ГОСТ Р 50641-94

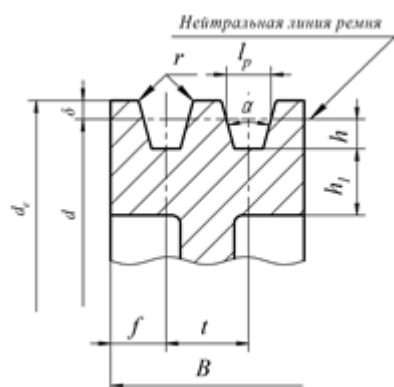


Рисунок Е.3.1 - Профиль канавок для клиновых ремней

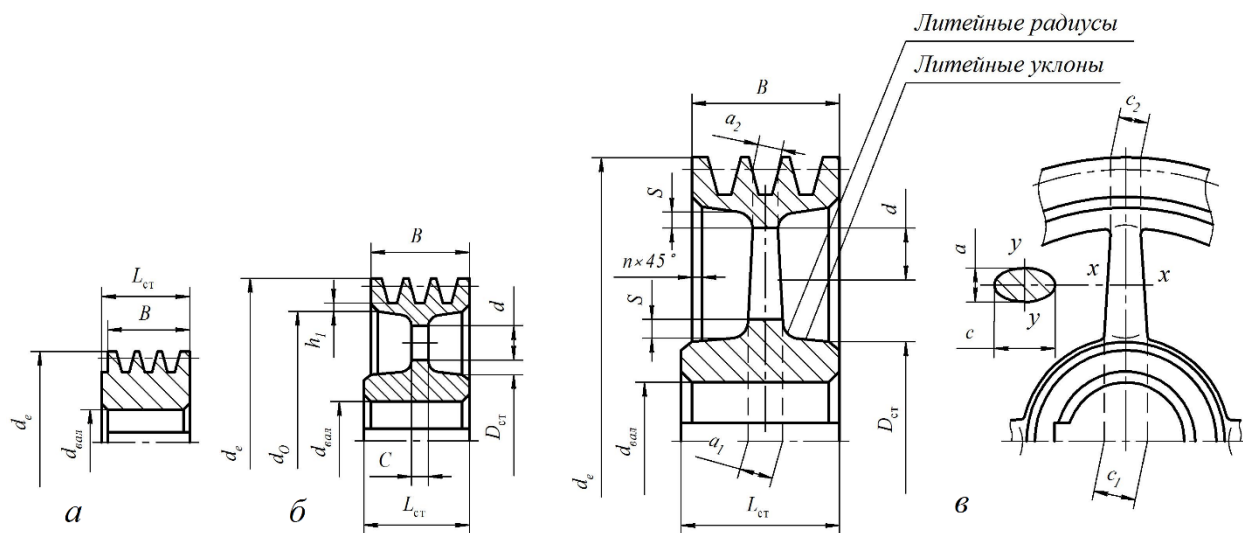


Рисунок Е.3.2 – Конструкция шкивов

Размеры профиля канавок для шкивов клиновых передач по ГОСТ 20889-88 и ГОСТ Р 50641-94 (рисунки Е.3.1 и Е.3.2)

Сечение нормального ремня (ГОСТ 20889-88)			О (Z)	А (A)	Б (B)	В (C)	Г (D)
Сечение нормального ремня (ГОСТ Р 50641-94)			Z	A	B	C	D
Диаметр шкива <i>d</i> , мм	монолитная		63...90	90... 100	-	-	-
	с диском		80...160	112...200	125...250	200...355	315...400
	со спицами		≥180	≥224	≥280	≥400	≥450
Размеры профиля канавок, мм для ремней сечения	нормального	<i>δ</i>	2,5 (2,0)	3,3 (2,75)	4,2 (3,5)	5,7 (4,8)	8,1 (8,1)
		<i>h</i>	7,0	8,7	10,8	14,3	19,9
	общие размеры	<i>t**</i>	12,0±0,3	15,0±0,3	19,0±0,4	25,5±0,5	37,0±0,6
		<i>f</i>	8±1	10,0(^{+2,0} _{-1,0})	12,5(^{+2,0} _{-1,0})	17,0(^{+2,0} _{-1,0})	24(^{+3,0} _{-1,0})
	узкого	<i>δ</i>	2,5 (2,0)	3,0 (2,75)	4,0 (3,5)	5,3 (4,8)	-
		<i>h</i>	10,0	13,0	17,0	19,0	-
	<i>d</i> для угла канавки <i>α</i> °	<i>α</i> =34°(34°)		50...71 (≤80)	75...112 (<118)	125...160 (≤190)	(≤315)
<i>α</i> =36°(36°)*		80...100	125...160	180...224	200...315	315...450 (≤475)	
<i>α</i> =38°(38°)		112...160 (>80)	180...400 (>118)	250...500 (>190)	355...630 (>315)	500...900 (>475)	
<i>α</i> =40°		>180	>450	>560	>710	>1000	
Другие размеры, мм	<i>α</i> ±		<i>α</i> ±1°	<i>α</i> ±1°	<i>α</i> ±1°	<i>α</i> ±30'	<i>α</i> ±30'
	<i>h</i> ₁		6	6	6	10	12
	<i>r</i>		0,5	1,0	1,0	1,5	2,0
Сечение узкого ремня (ГОСТ 20889-88)			УО	УА	УБ	УВ	-
Сечение узкого ремня (ГОСТ Р 50641-94)			SPZ	SPA	SPB	SPC	-
Примечания:							
1. <i>b</i> и <i>h</i> - минимально допустимое значение.							
2. <i>α</i> ± - допустимое отклонение угла <i>α</i> .							
3. Размеры в скобках - для ремней сечением по ГОСТ Р 50641-94.							
4. * - угол канавки 36° предусмотрен ГОСТ Р 50641-94 только для профиля D.							
5. Предельные отклонения размера <i>d</i> – <i>h</i> ₁₁ .							
6. ** - накопленная погрешность размера для всех канавок шкива по ГОСТ Р 50641-94 не должна превышать для сечений: Z(SPZ) и A(SPA) - ±0,6 мм; B(SPB) - ±0,8 мм; C(SPC) - ±1,0 мм; P ±1,2 мм.							